Série A N° 982
N° d'ordre 1007

THÈSES

PRESENTEES A LA

FACULTÉ DES SCIENCES

DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

POUR OBTENIR

LE TITRE DE DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE PARIS

(Mention Sciences)

par Jack MOREAU

1re **THESE.** — Les baffles dans leurs applications à la technique du vide.

2e **THESE.** — Proposition de la Faculté.

Soutenue le 12 juin 1962 devant la Commission d'Examen

Pr MORAND, *Président*

Pr MAGNAN
Mme DARMOIS } *Examinateurs*

Série A N° 982
N° d'ordre 1007

THÈSES

PRESENTEES A LA

FACULTÉ DES SCIENCES

DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

POUR OBTENIR

LE TITRE DE DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE PARIS

(Mention Sciences)

par Jack MOREAU

1re **THESE.** — Les baffles dans leurs applications à la technique du vide.

2e **THESE.** — Proposition de la Faculté.

Soutenue le 12 juin 1962 devant la Commission d'Examen

Pr MORAND, *Président*

Pr MAGNAN
Mme DARMOIS } *Examinateurs*

DEUXIEME THESE

Propositions données par la Faculté

"Progrès dans les jauges à vide utilisant les matériaux radioactifs"

UNIVERSITEITSBIBLIOTHEEK - LEIDEN -

Vu et approuvé :

Paris, le 7 juin 1962

Le Doyen de la Faculté des Sciences,

Marc ZAMANSKY

VU

et Permis d'imprimer :

Le Recteur de l'Académie de Paris,

Jean ROCHE

(Janvier 1962)

FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

PROFESSEURS

Doyen..... M. SAMANZKY

G. JULIA	T	Analyse supérieure et Algèbre supérieure
DE BROGLIE	T	Théories physiques
PRENANT	T	Anatomie et Histologie comparées
GRASSE	T	Evolution des êtres organisés
PREVOST	T	Chimie organique
CHAUDRON	T	Chimie appliquée
WYART	T	Minéralogie et Cristal.
TEISSIER	T	Zoologie
MANGENOT	T	Biologie Vég. (Orsay)
MONNIER	T	Physique quantique et Relativité
PIVETEAU	T	Physiologie Générale
ROCARD	T	Paléontologie
CARTAN	T	Physique (E.N.S.)
FAVARD	T	Mathématiques (E.N.S.)
LAFFITTE	T	Chimie générale
COULOMB	T	Géométrie supérieure
Mlle COUSIN	T	Physique du Globe
CHRETIEN	T	Biologie Animale (S.P.C.N.)
DRACH	T	Chimie minérale
KASTLER	T	Zoologie
EPHRUSSI	T	Physique (E.N.S.)
RIVIERE	T	Génétique
GAUTHERET	T	Géologie S.P.C.N. et sédim.
LUCAS R.	T	Biologie Vég. (P.C.B.)
THOMAS A.	T	Recherches Physiques
ARNULF	T	Biologie cellulaire
MORAND	T	Optique appliquée
SOLEILLET	T	Physique Enseignement
FORTIER	T	Physique (P.C.B.)
DANJON	T	Mécanique exp. des Fluides
PETIT	T	Astronomie
QUENEY	T	Biologie maritime
GALLIEN	T	Météorologie et dynamique atmosphér.
EICHHORN	T	Embryologie Botanique
DE CUGNAC	T	Biologie végétale (S.P.C.N.)
Mlle CAUCHOIS	T	Chimie Physique
THELLIER	T	Physique du Globe
L'HERITIER	T	Biologie Générale (Orsay)
GRIVET	T	Radioélectricité (Orsay)
PONCIN	T	Mécanique Générale
DUBREIL	T	Arithmétique et théorie des Nombres
QUELET	T	Chimie Organique
CAGNIARD	T	Géophysique appliquée
CHAMPETIER	T	Chimie macromoléculaire
CUVILLIER	T	Micropaléontologie
JUNG	T	Pétrographie
TRILLAT	T	Microscopie et diffraction électronique
WIEMAN	T	Chimie organique et structures
JACQUINOT	T	Spectroscopie et physique céleste (Orsay)
VASSY	T	Physique de l'atmosphère
DESTOUCHES	T	Théories Physiques
AMIEL	T	Chimie générale
HOCART	T	Minéralogie et Cristallographie
J. P. MATHIEU	T	Physique (Optique)
COUTEAUX	T	Biologie animale (P.C.B.)
MAY	T	Zoologie (Orsay)
CHOQUET	T	Théorie des fonctions de Topologie
FELDMANN	T	Biologie Végétale marine
GUINIER	T	Physiques des Solides (Orsay)
JOST	T	Physiologie comparée
FORTET	T	Calcul des Probabilités et Physique mathématique
SCHWARTZ	T	
CHOUARD	T	Calcul diff. et Intégral
MALAVARD	T	Physiologie Végétale
BRELOT	T	Aviation (Techn. Aéronautique)
NORMANT	T	Calcul diff. et intégral
BENARD	T	Synthèse organique générale
BUVAT	T	Chimie Minérale
DUGUE	T	Botanique (E.N.S.)
SOULAIREC	T	Statistiques Mathématiques
ULRICH	T	Psychophysiologie
KIRRMANN	T	Physiologie Végétale
CHADEFAUD	T	Optique théorique et Appliquée
Mlle LE BRETON	T	Théories Chimiques
MARECHAL	T	Physiologie de la nutrition
SALEM	T	Mathématiques générales
LELONG	T	Application de l'analyse à la géométrie
DEVILLERS	T	Anatomie et Histologie Comp. Botanique
EHRESMANN	T	Topologie Algébrique
FRANÇON	T	Physique (S.P.C.N.)
GLANGEAUD	T	Géographie phys. et Géologie dynam.
GODEMENT	T	Mathématiques (M.P.C.)
PISOT	T	Tech. Mathém. de la Phys.
ROCH	T	Géologie
SCHATZMAN	T	Astrophysique
TERMIER	T	Paléontologie stratig.
ZAMANSKY	T	Mathématiques générales
LENNUIER	T	Physique (M.G.P.)
RIZET	T	Génétique (Orsay)
ROUTHIER	T	Géologie appliquée
Mme TONNELAT	T	Physique Théorique
DIXMIER	T	Mathématiques (M.P.C.)
SOUCHAY	T	Chimie générale
AIGRAIN	T	Electrotechnique générale
BRUSSET	T	Chimie systématique
M. LEVY	T	Physique théorique des hautes énergies (Orsay)
Mme CHAIX	T	Chimie biologique
Mme HUREL-PY	T	Biologie Végétale (P.C.B.)
PIAUX	T	Chimie (M.P.C.)
BRUN	T	Mécanique théorique des Fluides
LEDERER	T	Chimie biologique
Mme DUBREIL	T	Mathématiques (Agrégation)
Mme LELONG	T	Mathématiques (E.N.S.)
BELLAIR	T	Géologie (S.P.C.N.)
COTTE	T	Physique électricité
DUBOIS J. E.	T	Chimie organique
LAMOTTE	T	Zoologie (E.N.S.)
MICHEL A.	T	Chimie Minérale (Orsay)
OLMER	T	Energétique générale
ROUAULT	T	Electricité (Orsay)
GAUTHIER	T	Mécanique appliquée
BARCHEWITZ	T	Chimie Physique
BROSSEL	T	Physique atomique
BUSER	T	Physiologie comparée
CAMUS	T	Physiologie Végétale B.M.P.V.
CASTAING	T	Physique (Orsay)
CURIEN	T	Minéralogie et cristallographie
MOYSE	T	Physiologie Végétale (Orsay)
NOIROT	T	Evolution des Etres Organiques
PANNETIER	T	Chimie générale (Orsay)
POSSOMPES	T	Zoologie
PULLMANN	T	Chimie théorique
TEILLAC	T	Physique Nucléaire et Radioactivité
TONNELAT	T	Biologie Physico-chimique
VILLE	T	Econométrie
WILLEMART	T	Chimie (P.C.B.)
DODE	T	Chimie (Orsay)
FREYMANN	T	Recherches Physiques
GUINOCHET	T	Biologie Végétale S.P.C.N. (Orsay)
ROLLET	T	Chimie (P.C.B.)
Mlle JOSIEN	T	Chimie S.P.C.N.
CHEVALLEY	T	Géométrie algébrique et théorie des groupes
ARNOULT	T	Electronique (Orsay)
CHAPELLE	T	Physique (Orsay)
DELANGE	T	Mathématiques (Orsay)
DENY	T	Mathématiques Générales Orsay)
GERMAIN	T	Mécanique théorique des fluides
LUCAS G.	T	Géologie
ALLARD	T	Chimie Physique
BERTHELOT	T	Physique Fondamentale des Hautes Energies (Orsay)
BRICART	T	Météorologie et phys. de l'Atmosphère
Mme ALBE-FESSARD	T	Psychophysiologie
FRIEDEL	T	Physique des Solides (Orsay)
M. JULIA	T	Etudes des Moléculaires naturelles complexes
LENDER	T	Biologie Animale (S.P.C.N.) Orsay
MAGAT	T	Physico-chimie des radioéléments
Mlle QUINTIN	T	Electrochimie
MONOD	T	Chimie du métabolisme
BENOIT	T	Physiologie Animale (Orsay)
DE POSSEL	T	Analyse numérique

CHARLOT	T	Chimie analytique
HAISSINSKY	T	Radiochimie
LEMEE	T	Physiologie Végétale B.M.P.V. (Orsay)
GUERIN	T	Chimie M.P.C. (Orsay)
CHATELET M.	T	Chimie (P.C.B.)
JEAN	T	Physique Nucléaire (Orsay)
MATTLER	T	Physique S.P.C.N.
MICHEL L.	T	Phys. Théor. des Htes Energies (Orsay)
BERGERARD	T	Zoologie (Orsay)
BERTEIN	T	Electronique (Orsay)
BOUISSIERES	T	Chimie des Radioéléments (Orsay)
Mme COUTURE	T	Thermodynamique et Méc. Physique
ELLENBERGER	T	Géoiogie appliquée s. le terr.
FRANC	T	Biologie Animale (P.C.B.)
SCHNELL	T	Botanique tropicale (Orsay)
STOLKOWSKI	T	Physiologie générale
ACHER	T	Chimie Biologique (Orsay)
BAUDOIN	T	Biologie animale P.C.B.
BEAUMONT	T	Biologie animale S.P.C.N.
BLAMONT	T	Géophysique Ionosphère
BOURREAU		Botanique
CURRIE D.		Physique (M.G.P.)
DURAND-DELGA		Géologie
FREON	T	Chimie organique (Orsay)
HELLER	T	Physiologie végétale
TORTRAT	T	Calcul des Probabilités
CAILLEUX		Géologie (S.P.C.N.)
MAGNAN	T	Physique (S.P.C.N.)
DAUDEL	T	Mécanique ondulatoire appliquée à la
Mlle FOURCROY	T	Chim. théor. et à la Phys. Nucl.
Mme CHOQUET-BRUHAT		Biologie Végétale (S.P.C.N.)
	T	Mécanique Analytique et Méc. céleste
Mlle VEIL	T	Physiologie Générale
LWOFF	T	Microbiologie
SIESTRUNCK	T	Mécanique Phys. et Expérimentale
LACOMBE	T	Métallurgie des métaux Nucléaires
BROCHARD	T	Physique P.C.B. (Orsay)
CABANNES	T	Mécanique générale
LESIEUR	T	Mathématiques M.P.C. (Orsay)
MAZET	T	Mécanique générale (Orsay)
CAIRE		Géographie phys. et Géol. Dynamique
COMOLET	T	Mécanique des Fluides
CORABOEUF		Physiologie Animale
DELLOUE		Physique de l'exosphère
GORENFLOT		Botanique II (Orsay)
HOUILLON		Biologie Animale P.C.B.
JULLIEN J.		Chimie P.C.B.
MALGRANGE	T	Technique Mathématique de la Physique
OLIVIER		Antropologie
NOZERAN	T	Botanique II (Orsay)
BLANC-LAPIERRE		Physique E.N.S. (Orsay)
CHEVAUGEON	T	Botanique (Orsay)
KAHANE	T	Mathématiques (Orsay)
SAMUEL	T	Mathématiques E.N.S. féminine
KOURGANOFF	T	Astronomie (Orsay)
THIRY	T	Mécanique céleste

Secrétaire Générale : R. POULAIN

LES BAFFLES DANS LEURS APPLICATIONS A LA TECHNIQUE DU VIDE

INTRODUCTION

L'évolution constante de la technique du vide qui tend à devenir un outil de travail indispensable à de nombreuses réalisations, tant sur le plan industriel que sur le plan recherche pure, demande la mise en œuvre de stations de pompages aux caractéristiques de plus en plus poussées.

Principalement en recherche fondamentale où l'on voit les travaux s'orienter vers la physique nucléaire, il est impossible de réaliser de grands progrès sans améliorer les stations de pompage. Pour cette technique bien particulière, le vide poussé devient une nécessité première. En effet, si l'on veut résoudre ce grand problème, qui est la fusion thermonucléaire, il faut simultanément penser aux installations de pompage qui devront, dans des conditions de propreté alors quasi absolue, créer des vides de l'ordre de 10^{-9} à 10^{-10} mm de Hg, tout en conservant une vitesse suffisante.

Ces installations, comportant des pompes secondaires dont la technique aura très certainement évolué en vue d'améliorer leur vide limite, seront nécessairement protégées par des baffles qui, devant éliminer toute trace du fluide moteur dans l'enceinte sous vide, devront aussi contribuer à abaisser le vide limite de l'installation par piégeage des molécules difficilement pompées.

L'objet de ce travail est de décrire les différents montages que nous avons expérimentés dans le but de définir et de classer l'importance des paramètres entrant dans la conception d'un baffle.

Le mémoire présente d'abord l'installation complète sur laquelle nous avons travaillé, puis l'étude du baffle considéré ; la comparaison des résultats expérimentaux aux résultats théoriques y est faite ; l'influence de la géométrie sur la vitesse de pompage dans l'air s'y trouve étudiée ; l'efficacité du baffle est mesurée. Il se termine enfin sur une étude de première importance : Influence de la température du baffle sur le vide limite de l'installation.

CHAPITRE I

Considérations sur les baffles

GENERALITES.

Le baffle a fait son apparition sur les groupes de pompage bien après les pièges ; malgré ce retard, il tend néanmoins à se généraliser. Une comparaison très succinte de ces deux techniques doit nous permettre de tirer les arguments qui favorisent ce développement.

1° Le piège, qui n'est autre qu'une enceinte sous vide énergiquement refroidie (jusqu'à —195,8° C, température de l'azote liquide), placé entre la pompe à diffusion et l'enceinte à vider, fit son apparition à l'époque des pompes à mercure dans le seul but d'en condenser la vapeur de façon à abaisser la pression résiduelle au-dessous de $1{,}2.10^{-3}$ mm Hg (tension de vapeur du mercure à la température de 20° environ).

Transposé avec succès sur les pompes à diffusion d'huile, cet accessoire améliore le vide limite d'une installation en condensant sur ses parois ainsi refroidies (carboglace ou azote liquide) certaines vapeurs difficiles à pomper.

Cette qualité est généralement doublée d'une autre. On constate, en effet, que, si l'on meusure la vitesse de pompage d'une installation protégée par piège, ce piège étant à la température ambiante, on trouve une certaine valeur S. A partir du moment où le piège est refroidi, on trouve une valeur $S' > S$. Ces deux valeurs étant, d'autre part, très inférieures à la vitesse de l'installation sans piège, la condensation de certaines vapeurs sur les parois d'un piège lui communiquent un effet de pompage apparent.

Malheureusement, il est impossible de réaliser un piège efficace sans diminuer considérablement la vitesse d'une installation. D'autre part, l'apparition des pompes à diffusion d'huile ne nécessitant plus le piègeage intégral des vapeurs pour obtenir un bon vide limite (la tension de vapeurs des huiles utilisées étant de l'ordre de 10^{-8} à 10^{-9} mm Hg à la température de 20° environ) fait que le piège perd beaucoup de prépondérance devant le baffle.

2° Le baffle est un judicieux assemblage de parois métalliques, tel, qu'aucune molécule ne peut le traverser sans avoir au moins une fois rencontré une de ces parois. Cette condition permet de dire qu'un baffle est opaque.

A ses débuts, le baffle était uniquement refroidi par une circulation d'eau à la température ambiante, son seul but étant d'éviter aux molécules du fluide moteur des pompes à diffusion de pénétrer dans l'enceinte sous vide. La technique évoluant, les baffles bénéficient maintenant des avantages que seuls les pièges possédaient, c'est-à-dire :

a) amélioration du vide limite d'une installation ;

b) augmentation de la vitesse de pompage.

Ces résultats furent acquis à dater du jour où il fut admis de refroidir le baffle au-dessous de la température ambiante. Les études faites à ce sujet montrent qu'il y a une nette amélioration jusqu'à — 40° C, température au-dessous de laquelle, sauf cas particulier, il n'est pas nécessaire de descendre, les difficultés à surmonter ne se comparant pas aux résultats obtenus.

Contrairement au piège, le baffle permet d'envisager des réalisations à grande conductance permettant de ne pas trop diminuer la vitesse des installations. Nous consacrerons à ce point important plusieurs chapitres de cette étude.

QUALITES D'UN BAFFLE.

Pour conclure cette petite comparaison, nous dirons que le baffle idéal doit :

1° être une barrière infranchissable aux molécules du fluide moteur ;

2° condenser le maximum des vapeurs difficiles à pomper d'où, amélioration du vide limite et de la vitesse de l'installation par effet piège ;

3° avoir la plus grande conductance possible.

CHAPITRE II

Description de l'installation expérimentale

L'installation (Pl. 1) peut se diviser en trois parties distinctes (fig. 1) :
Le groupe de pompage,
la chambre expérimentale,
le dôme de mesure et ses accessoires.

PLANCHE I

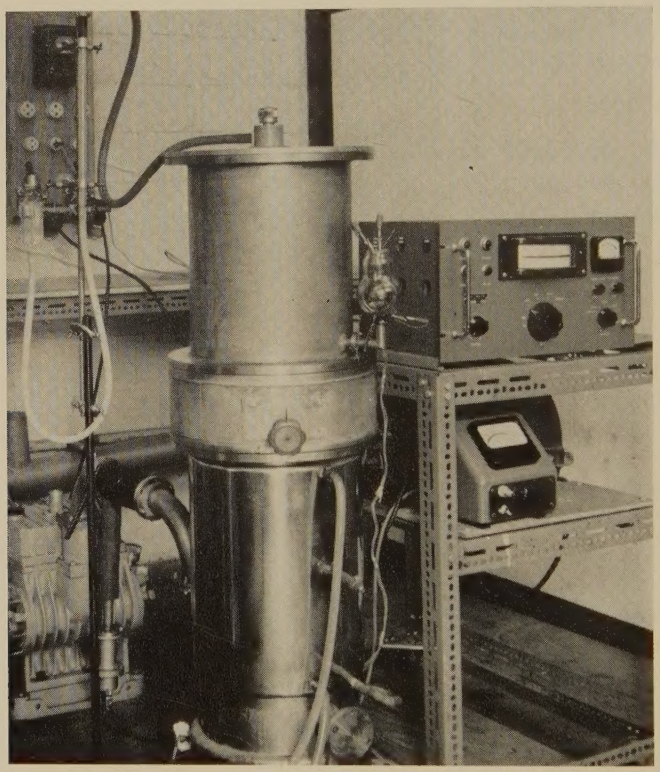


Fig. 1. — *L'installation expérimentale.*

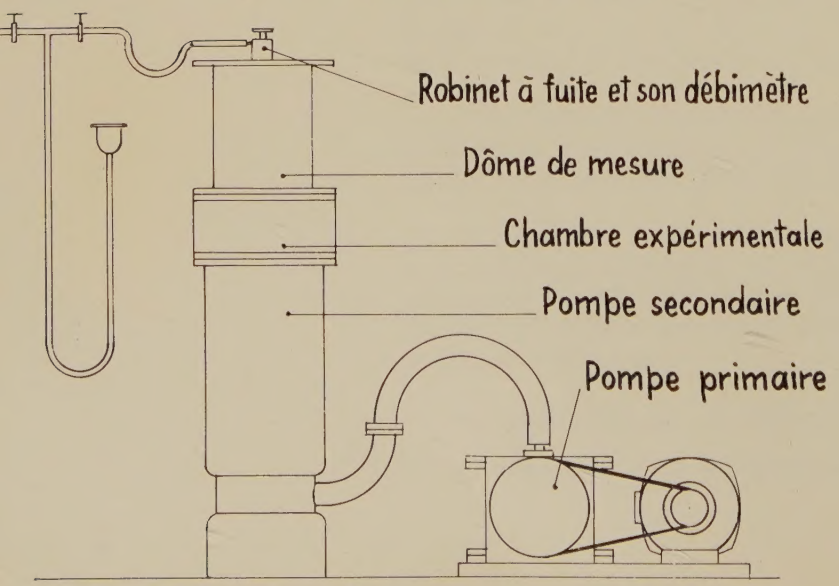
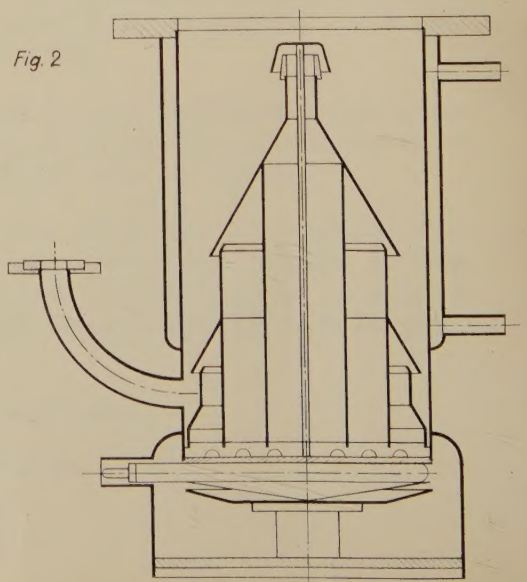


Fig. 2

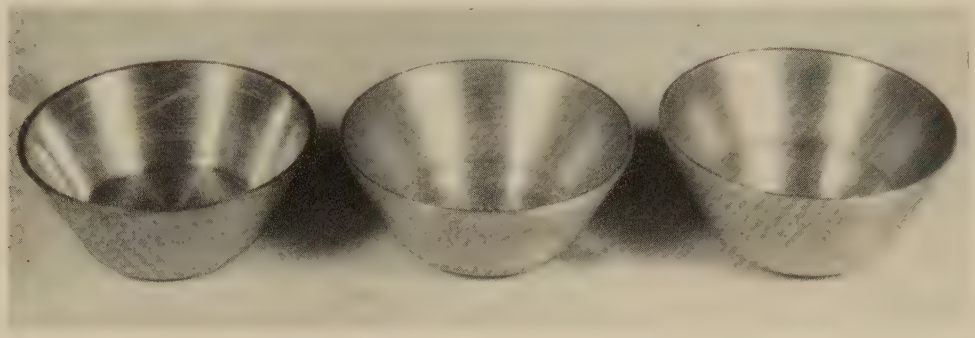


LE GROUPE DE POMPAGE.

Une pompe à tiroir « GALILEO » type V2D ayant une vitesse de 60 m^3/h à la pression atmosphérique et un vide limite de 2.10^{-4} mm Hg (mesure à la jauge MAC-LEOD) est directement raccordée à l'orifice d'aspiration d'une pompe secondaire L.B.P. type DI 2 000.

Cette pompe, entièrement en acier inoxydable poli, a un diamètre intérieur de 290 mm, trois étages de diffusion en assurent son fonctionnement (fig. 2). Les deux premiers étages sont classiques. En vue d'améliorer le coefficient de HO* de cette pompe, plusieurs éjecteurs ont été essayés sur le 3e étage de diffusion (pl. 2).

PLANCHE II



1° Ejecteur simple couramment utilisé sur les pompes (fig. 3).

Avec cet éjecteur, la pompe s'amorce en 15 mn, et en 2 h. nous obtenons un vide limite de $1{,}8.10^{-6}$ mm Hg. La mesure de vitesse à 1.10^{-4} mm Hg nous donne 2 520 l/s avec une divergence de ± 15 l. Après arrêt de la pompe, nous ne remarquons pas d'huile dans l'éjecteur.

2° Ejecteur type VENTURI, dans le but d'augmenter la vitesse d'éjection des mollécules d'huile.

Une réalisation simplifiée (fig. 4) nous a donné les résultats suivants : la cote X ayant été fixée empiriquement, nous avons fait 3 séries de mesures en fonction de ce réglage.

On constate, en effet, dans les 3 expériences sur l'éjecteur 2, une perte de vitesse accompagnée d'un dépôt d'huile dans l'éjecteur lorsque nous diminuons la surface de la couronne d'éjection Y, alors que nous constatons une augmentation de la vitesse et la disparition du dépôt d'huile lorsque nous augmentons la surface de la couronne d'éjection.

Figure 3

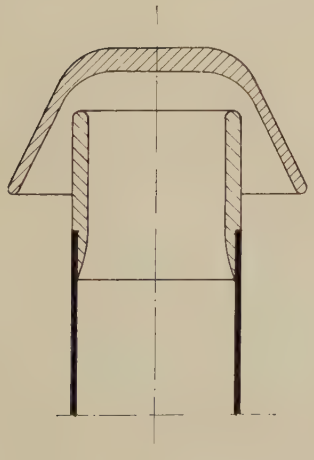


Figure 4

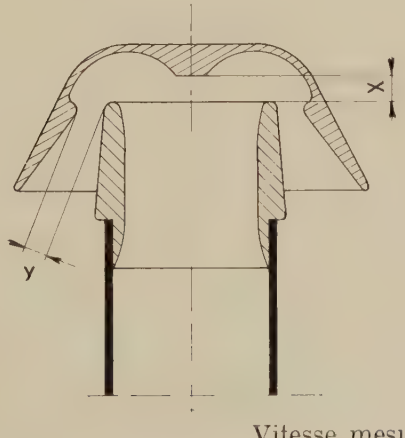
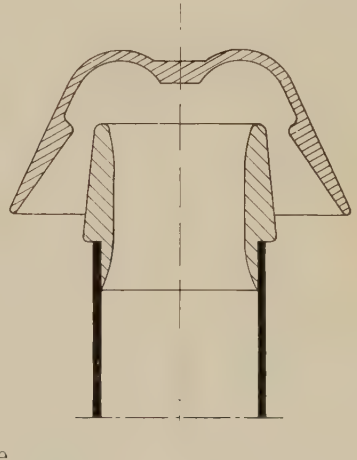


Figure 5



* Coef. de HO $= \dfrac{\text{Vitesse mesurée}}{\text{conductance de l'orifice de la pompe}}$

Il semble bien, dans le premier cas, que nous n'évacuons pas la totalité de la vapeur alimentant l'étage.

3° Ejecteur VENTURI avec chambre d'expansion agrandie.

Pour ces deux raisons, nous essayons un troisième éjecteur suivant la figure 5. Compte tenu des précédentes expériences, nous avons agrandi la chambre d'expansion et nous avons réglé la surface utile de l'éjecteur de façon à ne pas limiter le débit de vapeur d'huile. Dans ces conditions, le temps d'amorçage et le vide limite sont les mêmes que dans les essais précédents. La mesure de vitesse de pompage nous donne les résultats suivants : Sur 10 mesures à 10^{-4}, la moyenne est de 2 680 l/s avec une divergence de ± 10 l. Après arrêt. nous ne remarquons pas d'huile dans l'éjecteur.

Ce résultat étant le meilleur, cette solution est adoptée ; il confère à la pompe un cœfficient de HO de 0,36 contre 0,30, maximum généralement mesuré sur les pompes courantes. La chaudière contenant 1 500 cc d'huile silicone est chauffée par un élément « Etirex » de 2 500 W monté dans un tiroir amovible pour permettre un refroidissement plus rapide de la pompe lors des démontages.

Dans ces conditions, la pompe seule a les caractéristiques suivantes :

Pression limite : 1.10^{-6} mm Hg,

Pression d'amorçage : 1.10^{-1} mm Hg,

Vitesse à 1.10^{-4} mm de Hg 2 680 l/s (fig. 6).

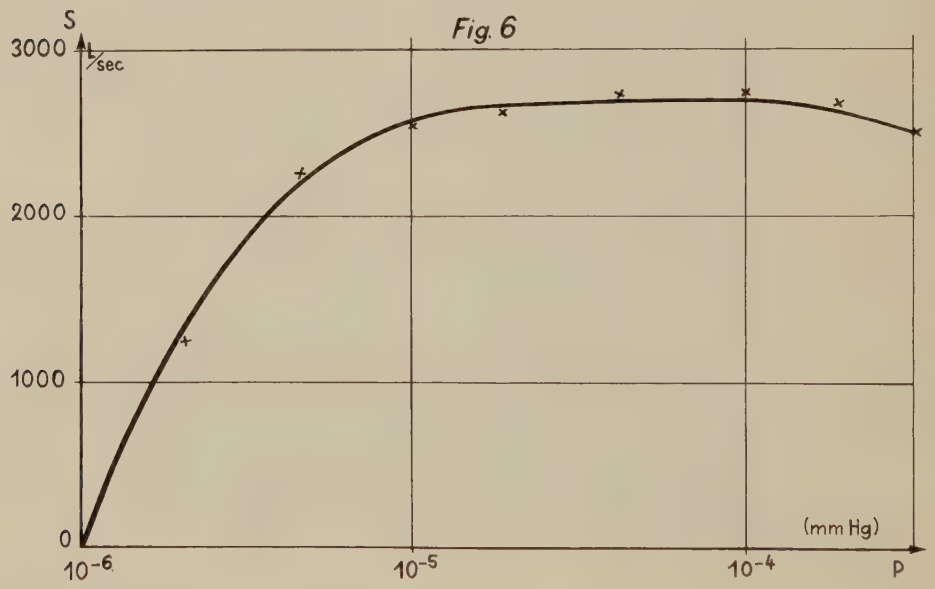


Fig. 6

LA CHAMBRE EXPERIMENTALE.

Entièrement en acier inoxydable, elle constitue le corps du baffle étudié ; elle permet tous les montages et toutes les mesures nécessaires à l'étude.

LE DOME DE MESURE ET SES ACCESSOIRES.

La mesure des vitesses de pompage étant l'élément prépondérant dans cette étude, un soin tout particulier a été apporté au choix de la méthode de mesure ainsi que dans la réalisation des éléments constitutifs. J.A. — G.M. — F.P. (1) ayant fait une étude très poussée sur la façon d'effectuer correctement ces mesures, nous avons donc adopté leur méthode (fig. 7). « Méthode à pression constante avec introduction permanente d'air dont on mesure à la pression atmosphérique le débit aspiré. »

(1) J.A. : Jacques Amoignon - G.M. : Guy Mongodin - F.P. : François Prévot

Or, bien que cette méthode soit appliquée partout, dans son principe, la façon de réaliser le montage de mesure et d'interpréter les résultats présente quelques variantes où apparaît l'influence de certains paramètres, tels que :

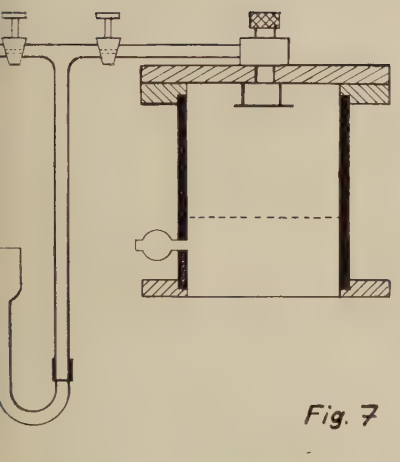
— le choix, l'étalonnage et l'emplacement de la jauge, la mesure du débit de gaz à la pression atmosphérique, la relation entre vitesse de pompage, débit de gaz absorbé et pression à l'orifice d'aspiration de la station de pompage ;

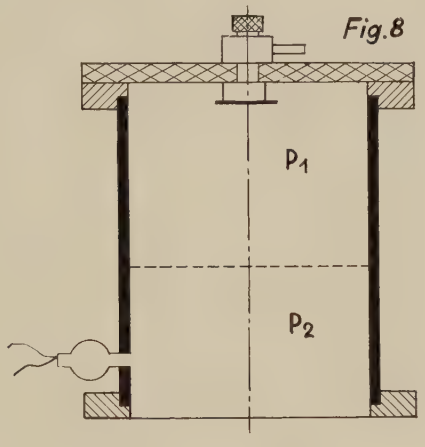
— l'influence du temps de mise sous vide précédant le moment où s'effectuent les mesures sur les valeurs de vitesses trouvées ;

— le piégeage des jauges ;

— la mesure de vitesse dans les installations de vide qui présentent une migration d'huile (BACK-STREAMING) a été étudiée, ce qui a conduit J.A.-G.M.-F.P. à adopter le dôme de mesure (fig. 8) que nous utiliserons pour notre étude.

Dans leur article, J.A.-G.M.-F.P. ne parlent pas de l'influence de la position en hauteur de la plaque perforée sur la mesure de la vitesse de pompage, nous nous sommes livrés à quelques mesures pour apprécier l'importance de ce paramètre.





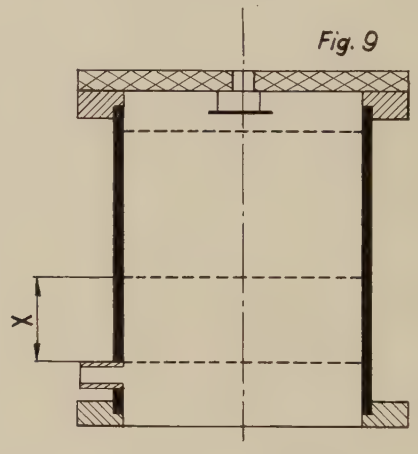


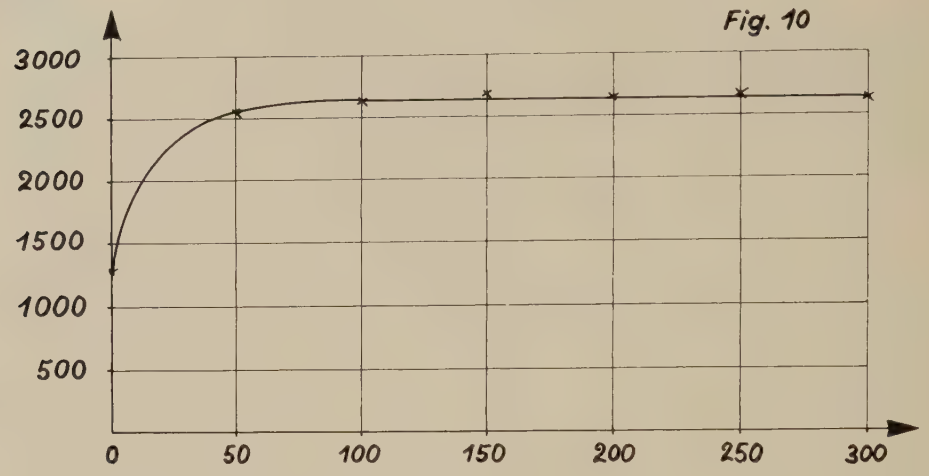
Fig. 8. — Le dôme de mesure. La répartition des trous de ∅ 1 cm est régulière, leur nombre est tel que P1 = 10 P2.

Notre dôme de mesure a un diamètre intérieur de 290 mm, une hauteur utile de 380 mm, l'axe de la jauge est à 40 mm de la bride inférieure. Sur ce dôme, nous avons effectué les mesures en déplaçant la plaque perforée depuis l'orifice de la jauge jusqu'à la plaque supérieure de diffusion du gaz introduit (fig. 9). La pompe à diffusion étant chaque fois remise dans ses conditions normales de fonctionnement, les mesures ont toutes été effectuées après 3 heures de marche continue. Nous avons trouvé les résultats suivants, la vitesse étant mesurée à la pression de 1.10^{-4} mm Hg.

pour	X = 0	V =	1 400 l/s
—	X = 50	V =	2 600 l/s
—	X = 100	V =	2 650 l/s
—	X = 150	V =	2 690 l/s
—	X = 200	V =	2 670 l/s
—	X = 250	V =	2 680 l/s
—	X = 300	V =	2 660 l/s

Ces résultats nous permettent de tracer la courbe (fig. 10) de la vitesse mesurée en fonction de la position de la plaque diffusante dans le dôme de mesure.

Fig. 10



Nous pouvons donc conclure que la vitesse mesurée est indépendante de la position de la plaque diffusante, à condition d'être au moins à 50 mm de l'orifice de la jauge. Par conséquent, nous adopterons, comme position de la plaque, la moitié de la hauteur du dôme de mesure, ce qui, dans notre cas, nous place à 150 mm environ de l'orifice de la jauge au milieu du palier où la vitesse mesurée est indépendante de la position de la plaque diffusante.

Le débimètre utilisé avec ce dôme de mesure est du type à correction permanente de la pression atmosphérique. Au premier Congrès International du Vide (Namur 1958), J. Amoignon (b) comparait entre eux les différents débimètres couramment utilisés pour cette mesure. Nous avons adopté la solution préconisée par l'auteur, compte tenu du montage utilisé. Ce débimètre est une réalisation en verre (fig. 11). On trouve en A le tube gradué en cm^3 qui est raccordé à la fuite variable par un robinet B ; un autre robinet C permet la mise à l'air libre du débimètre ; l'extrémité inférieure est reliée par un tuyau souple D à un godet E contenant le liquide.

L'opérateur déplace le godet au fur et à mesure que le liquide monte dans le tube gradué de façon à maintenir, sur un même plan horizontal, les niveaux dans le tube et le godet. Nous évitons ainsi la correction due à la hauteur de la colonne d'eau dans le tube gradué. Dans ces conditions, la vitesse de pompage est donnée par la formule suivant : $S = \frac{V}{t} \times \frac{H}{p}$

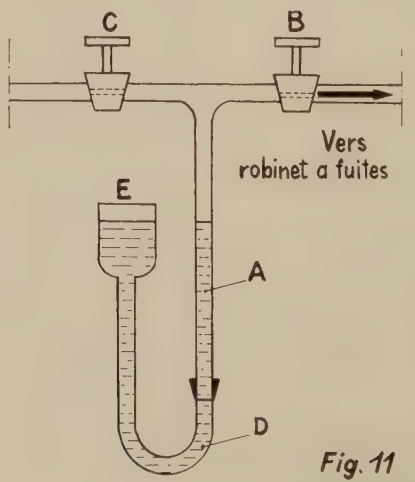


Fig. 11

CHAPITRE III

Préparation du montage expérimental

MESURES PRELIMINAIRES.

Les différents éléments étant assemblés (pompe, chambre expérimentale, dôme de mesures), nous procédons au contrôle d'étanchéité à l'aide d'un spectrographe de masse, détecteur de fuites « HELITEST », qui nous permet de détecter et localiser des fuites de l'ordre de 2.10^{-10} cm³ atm/sec. L'installation étant étanche, nous effectuons les mesures suivantes :

1° *Mesure de la vitesse de la pompe seule.*

Etant donné que nous ferons toutes nos mesures à la pression de 10^{-4} mm de Hg, soit 19.5 μA à la jauge à ionisation C.S.F., alimentation LE BŒUF (C.E.A.), nous vérifions la vitesse de la pompe à cette seule pression et nous trouvons 2 680 l/s.

2° *Mesure de la vitesse de la pompe, la chambre expérimentale étant en place.*

Après plusieurs heures de pompage, la pression résiduelle se stabilise à la valeur de 2.10^{-6} mm Hg. La moyenne de 5 mesures de vitesse nous donne 2 380 l/s à 1.10^{-4} mm Hg.

Vérification du résultat trouvé :

Conductance d'un corps de baffle de 30 cm de diamètre et 15 cm de hauteur :

$C = 12{,}1\ D^3/L \qquad D^3 = 27\,000 \qquad (c)$

$$C = 12{,}1\ \frac{27\,000}{15} = 21\,800 \text{ l/s}$$

Monté au-dessus d'une pompe ayant une vitesse de 2 680 l/s, nous aurons :

$$\frac{1}{v} = \frac{1}{u} + \frac{1}{2\,680} \qquad \text{Soit : } \frac{1}{u} = \frac{1}{21\,800} + \frac{1}{2\,680}$$

$$u = \frac{2\,680 \times 21\,800}{21\,800 + 2\,680} \times \frac{2\,680 \times 21\,800}{24\,480} = 2\,395 \text{ l/s}$$

La mesure étant vérifiée par le calcul, nous adopterons comme vitesse de cet ensemble : 2 380 l/s.

ETUDES ELEMENTAIRES SUR LES BAFFLES.

Avant d'entreprendre l'étude détaillée du baffle, quelques meures préliminaires sont nécessaires.

Un baffle est essentiellement composé de plaques métalliques pouvant avoir toutes les dimensions et toutes les orientations possibles. Il paraît très intéressant

d'avoir quelques renseignements sur l'influence que peuvent avoir la forme, la surface, l'orientation d'une plaque métallique au sein d'une veine gazeuse. En ce qui nous concerne, nous nous contenterons de mesurer la conductance de notre chambre expérimentale après y avoir disposé différents montages nous permettant de déterminer l'influence de ces paramètres.

1° *Importance de l'orientation et de la surface.*

Pour nous permettre d'apprécier l'influence de ces deux paramètres en une seule fois, nous avons opéré de la façon suivante. Nous mesurons la conductance d'une canalisation équipée de plaques métalliques, en fonction de l'angle que font ces plaques avec leur plan de base. Pour ce, nous avons monté dans notre chambre expérimentale 3 plaques ayant respectivement les longueurs suivantes : 2 de 21 cm, 1 de 28 cm (fig. 12). Ces plaques font avec le plan de base de notre chambre un angle α variable. Il est bien évident que, dans ces conditions, si nous laissons la largeur de nos plaques constantes quel que soit l'angle, nous allons obturer une surface variable de notre chambre expérimentale. Pour éviter cet inconvénient, nous avons choisi arbitrairement 5 angles : 75°, 60°, 45°, 30° et 0°. La largeur des plaques est fonction de ces angles de façon à ce que la surface ombrée reste constante et égale, dans notre cas, à 30 % de la surface totale de notre canalisation.

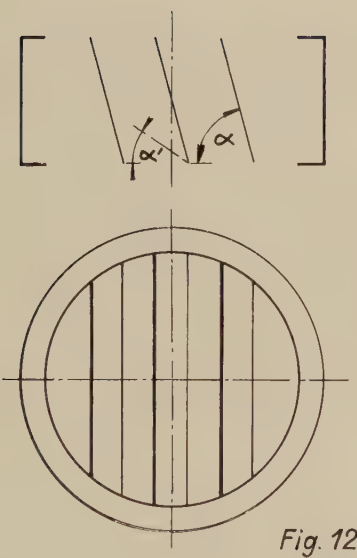


Fig. 12

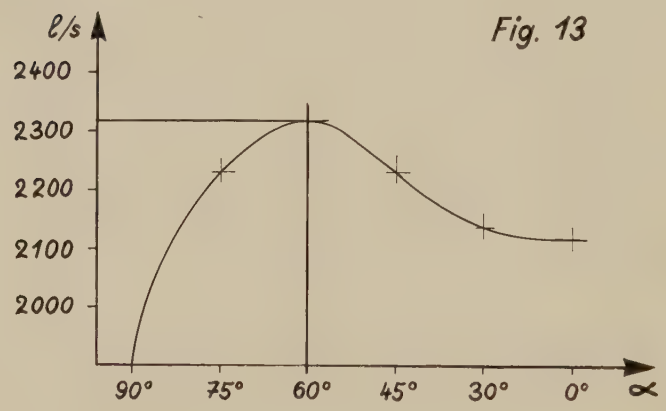


Fig. 13

Courbe de vitesses mesurées en fonction de α : opacité constante égale à 30 % de la surface.

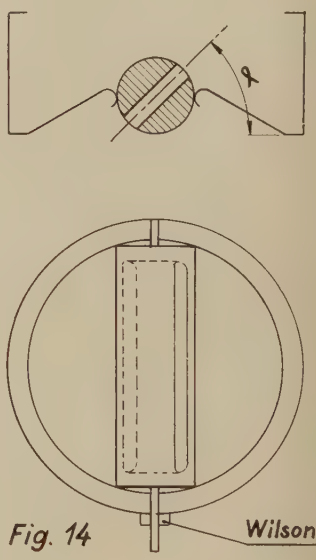


Fig. 14

Dans ces conditions, nous avons obtenu les résultats suivants :

Pour	= 75°	moyenne	de 6	mesures :	2225 l/s ± 25 l/s
—	= 60°	—	— 6	—	2310 l/s ± 25 l/s
—	= 45°	—	— 6	—	2220 l/s ± 25 l/s
—	= 30°	—	— 6	—	2135 l/s ± 25 l/s
—	= 0°	—	— 6	—	2115 l/s ± 25 l/s

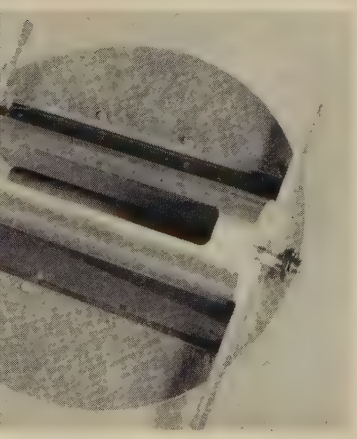
Ces résultats sont rassemblés sur la courbe (fig. 13).

A l'examen de cette courbe, on s'aperçoit qu'il y a un maximum aux environs de 60°, la courbe devient horizontale vers 0° et chute très brutalement aux alentours de 90° ; il faut en effet des plaques infinies pour masquer 30 % de la surface aux environs de cet angle.

De cette courbe, plusieurs conclusions peuvent être tirées :

a) La surface de métal employée dans un baffle n'a qu'une importance

PLANCHE III



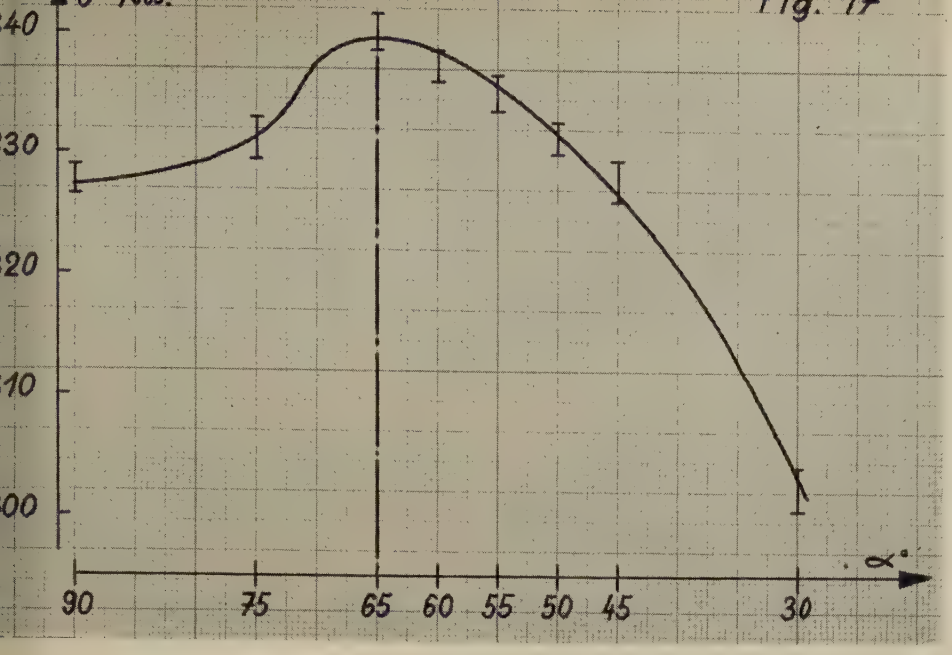


Fig. 17

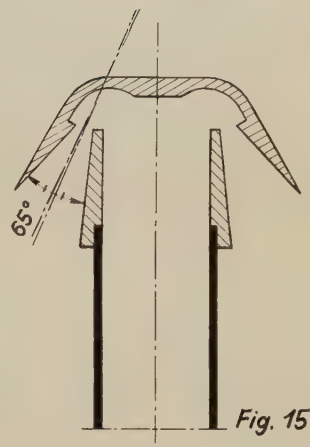


Fig. 15

	S l/s	C l/s
90°	282	315
75°	288	323
60°	292	328
55°	298	335
50°	295	331
45°	290	325
30°	272	302

Figure 16

	S l/s	C l/s
90°	292	328
75°	295	331
65°	302	340
60°	299	337
55°	298	335
50°	295	331
45°	292	328
30°	272	302

Figure 19

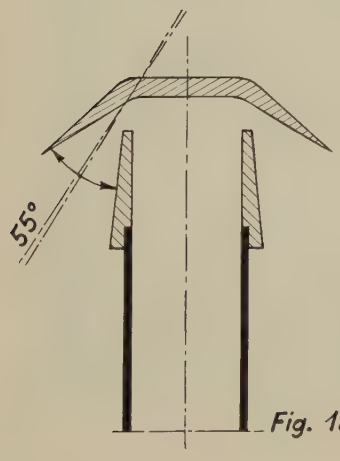


Fig. 18

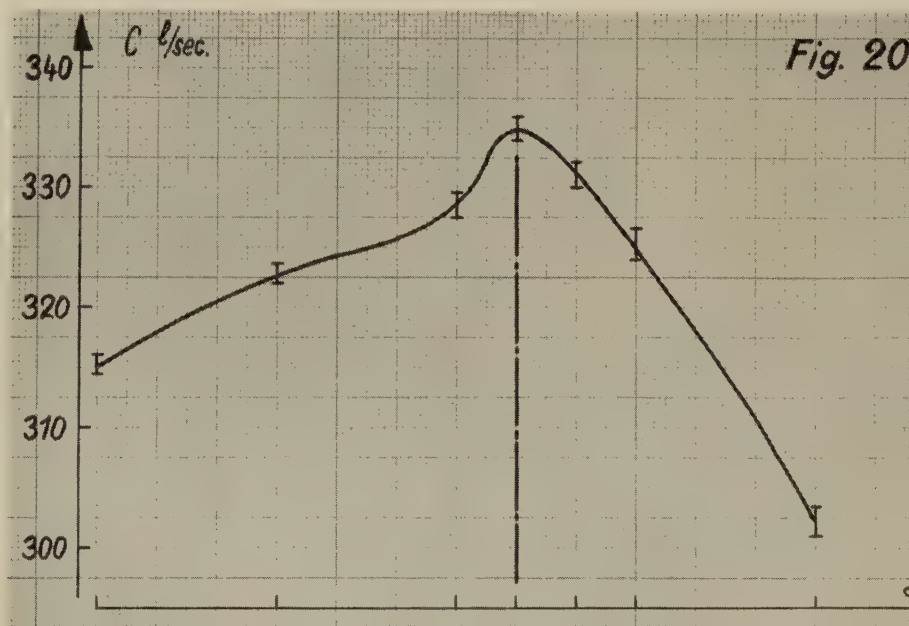


Fig. 20

secondaire devant l'angle que font ces surfaces. En effet, la vitesse mesurée à 60° est supérieure à celle mesurée à 30°, bien que la surface de métal soit double ;

b) L'angle que font les surfaces avec l'axe de la canalisation est prépondérant. Dans notre cas, cet angle semble être aux environs de 60°, ce chiffre sera justifié ultérieurement. D'autre part, il n'est pas recommandé de mettre des surfaces perpendiculaires à l'axe de la canalisation, car un baffle devant être opaque, la perte de vitesse serait considérable. Pour cette même raison, il n'est pas intéressant de prendre des angles trop ouverts.

2° *Recherche de l'angle optimum.*

Pour nous permettre de compléter l'expérience précédente et pour préciser l'importance de l'orientation de nos plaques, une étude supplémentaire est nécessaire. Il nous faut vérifier le comportement d'une canalisation donnée en fonction de son orientation dans une veine gazeuse et, pour ce faire, nous avons utilisé le montage suivant (fig. 14).

Sur un cylindre, nous avons usiné, suivant une génératrice, une ouverture de 20 cm de long sur 3 cm de large. Ce cylindre fut monté dans notre chambre expérimentale ; un axe passant au travers d'un joint « WILSON » permet son orientation de l'extérieur. Le reste de la surface de notre chambre est obturé de façon à ce que tout le flux gazeux passe uniquement au travers de la canalisation ainsi crée.

Ce montage (pl. 3) nous a permis de déterminer l'angle le plus favorable sous lequel un baffle devait déboucher dans une pompe.

a) Notre pompe étant équipée d'un éjecteur supérieur réalisé suivant la figure 15, nous avons relevé, en fonction de l'angle α, les conductances rassemblées sur le tableau figure 16.

La courbe (fig. 17) tracée à partir de ces résultats, nous montre un maximum aux environs de 65° ; cet angle, reporté sur notre éjecteur, se place au-dessus et très près de la bissectrice de l'angle de l'éjecteur, il semblerait indiquer la direction du plus grand nombre de molécules d'huile quittant l'éjecteur.

Ce qui voudrait dire que :

Pour obtenir le maximum de vitesse d'un baffle à chicanes, il faut que les dites chicanes débouchent dans la pompe parallèlement à la direction du jet de molécules du fluide moteur.

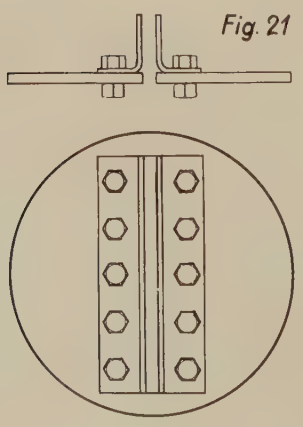


Fig. 21

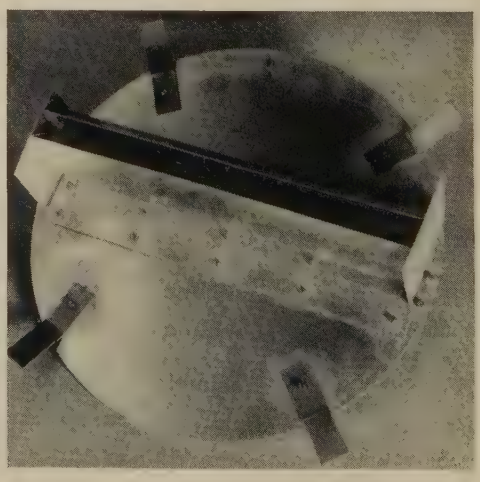


PLANCHE IV

b) Pour vérifier cette hypothèse, nous avons effectué une autre série de mesures, notre pompe étant équipée d'un éjecteur supérieur suivant la figure 18 ; les résultats sont rassemblés sur le tableau figure 19, lesquels nous permettent de tracer la courbe, figure 20. Celle-ci présente cette fois un maximum aux environs de 55° ; cet angle reporté sur notre éjecteur présente les mêmes caractéristiques que précédemment. L'hypothèse émise lors des premières mesures est vérifiée ; il existe une relation directe entre l'angle des chicanes et celui du jet de vapeur d'huile qui donne le maximum de conductance à un baffle de ce type.

PREPARATION DE LA CHAMBRE EXPERIMENTALE.

De façon à simplifier les montages, les diverses manipulations d'une part, et à limiter les erreurs de mesures d'autre part, nous avons opéré de la façon suivante.

On place dans la chambre expérimentale à 2,5 cm au-dessus de l'éjecteur supérieur, un disque de 30 cm de diamètre obturant la surface de pompage, à l'exception d'une fente de 28 cm de long et 2 cm de large, par laquelle doit passer tout le flux gazeux. C'est sur cette ouverture que l'on placera les diverses canalisations à étudier (fig. 21).

Toutes les canalisations élémentaires étudiées sont en aluminium, fixées par boulonnages, directement sur la plaque support (pl. 4). Le diaphragme étant en place sans aucune canalisation de montée, nous effectuons une mesure de vitesse. Dans ces conditions, nous trouvons, pour 5 mesures, une moyenne de 530 l/s à 1.10^{-4} mm Hg. Vérifions théoriquement ce résultat.

Pour apprécier la formule à appliquer, calculons la différence de pression régnant de part et d'autre du diaphragme.

La conductance approximative de cet orifice est donnée par la loi de Graham : (d).

$C = 11{,}6\ A$ $\quad$ A = Surface de l'orifice,

$C = 11{,}6 \times 2 \times 28 = 650$ l/s.

Appliquons la formule de GUTHRIE et WAKERLING :

$$C = \frac{\varphi}{(p1 - p2)} \text{ l/s avec } \varphi = P \times V,$$

φ = Quantité de gaz traversant l'orifice,

P = Pression de gaz traversant l'orifice,

V = Vitesse mesurée à travers l'orifice,

p1 = Pression du gaz côté pompe,

p2 = Pression du gaz au-dessus de l'orifice.

Si nous effectuons ce calcul en unités CGS, nous avons :

1 mm de Hg = 1342 baryes

1.10^{-4} mm de Hg = 0,1342 baryes

$= 5{,}3\ 10^{3} \times 0{,}1342$ CGS

$= 0{,}712\ 10^{5}$ CGS

$= C\ (p1 - p2) = 6{,}5\ 10^{5}\ (p1 - p2)$

Ce qui nous donne :

$0{,}712\ 10^{5} = 6{,}5\ 10^{5}\ (p1 - p2)$

$$p1 - p2 = \frac{0{,}712\ 10^{5}}{6{,}5\ 10^{5}} = 0{,}109$$

d'où nous tirons :

$p2 = p1 - 0{,}109$ avec $p1 = 0{,}1342$

$p2 = 0{,}1342 - 0{,}109$

$p2 = 0{,}025$ baryes

ramenés en mm de Hg, nous avons :

$p2 \text{ (mm Hg)} = 0{,}025 \times 7{,}45\ 10^{-4} = 1{,}87\ 10^{-5}$

Nous trouvons donc que la condition nécessaire pour appliquer la formule : $C = 11{,}6\ A$ n'est pas vérifiée, en effet :

$10\ p2 > p1$,

nous devrons prendre la formule plus générale (e) :

$$C = 11{,}6\ \frac{Ao \times A}{Ao - A}$$

avec Ao = Surface de la canalisation de pompage,

A = Surface du diaphragme.

Dans notre cas, nous avons :

$Ao = R2 = 3{,}14 \times 145^2 = 660\ cm^2$

$A = 28 \times 2 = 56\ cm^2$

$$C = \frac{660 \times 56}{660 - 56} = 710\ l/s$$

Cette conductance couplée à la pompe nous donne :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{C} + \frac{1}{U_1}$$

avec $C = 710\ l/s$, $U_1 = 2\,680\ l/s$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{710} + \frac{1}{2\,680}$$

$$U = \frac{710 \times 2\,680}{2\,680 + 710} = 562\ l/s$$

Ce chiffre ayant physiquement la même valeur que les 530 l/s mesurés, nous considérons que l'expérience et la théorie sont en accord.

Le faible débit de cet orifice devant la vitesse de la pompe nous autorise à admettre que les mesures effectuées, dans ces conditions, ne seront pas entachées d'erreurs. En effet, ce montage nous permet de négliger les faibles fluctuations inévitables de notre pompe, étant donnés les fréquents démontages que nous aurons à effectuer.

CHAPITRE IV

Etude de quelques canalisations élémentaires

CHOIX DE LA GEOMETRIE INTERNE DU BAFFLE.

Pour nous permettre d'effectuer un choix entre toutes les formes possibles, nous avons classé les différents modèles adoptés de par leur facilité de réalisation, en fonction des deux paramètres prépondérants pour un baffle :

1° Influence sur la vitesse de pompage ;

2° Efficacité.

Il ne nous était pas possible de refroidir chaque modèle comme il eut été préférable de le faire, aussi le deuxième paramètre a-t-il été apprécié seulement visuellement, c'est-à-dire que nous considérons comme ensemble efficace, un baffle qui ne présente pas de traces d'huile sur les surfaces directement exposées à l'enceinte après 48 heures de fonctionnement continu, alors que nous le dirons inefficace dans le cas contraire.

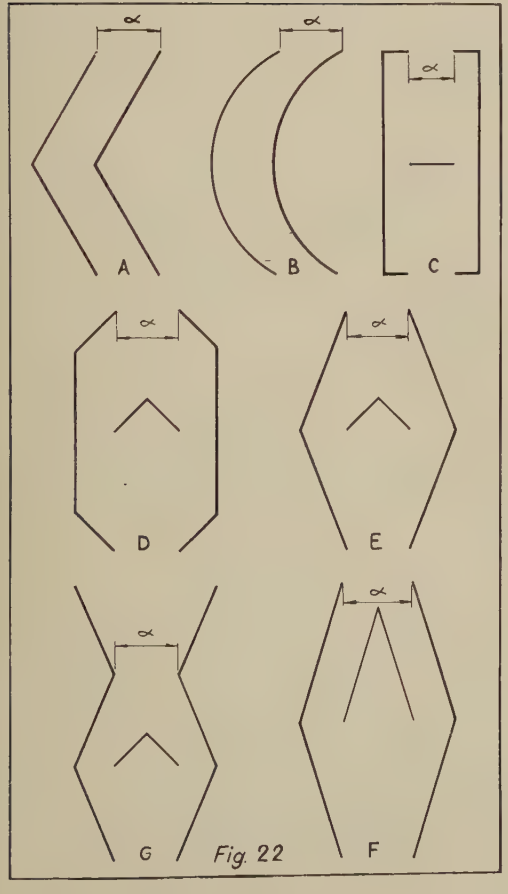


Fig. 22

Type	Conductance	Efficacité	Remarques
A	176 l/s	excellente	aucune trace d'huile sur les ailettes supérieures
B	170 l/s	mauvaise	les ailettes sont couvertes d'huile
C	276 l/s	moyenne	l'ailette médiane présente des traces d'huile ; ce genre de chicanes assemblées ne permet d'utiliser que la 1/2 surface utile
D	290 l/s	—	même remarque que pour C
E	270 l/s	—	— — — — —
F	280 l/s	—	— — — — —
G	254 l/s	—	quelques traces d'huile sur l'ailette médiane dans le cas où elle est côté pompe

Figure 23. — *Classement des résultats obtenus.*

Après avoir subi ces deux tests, les modèles présentés figure 22 nous donnent les résultats rassemblés dans le tableau figure 23. Toutes ces chicanes remplissent la condition d'opacité.

En examinant les résultats contenus dans ce tableau, nous serions tentés d'utiliser un des types C.D.E.F., ce sont les seuls à avoir une aussi grande conductance, mais en juxtaposant ces éléments pour en faire un baffle complet, on s'aperçoit tout de suite (fig. 24) que l'on utilise en réalité pour le pompage

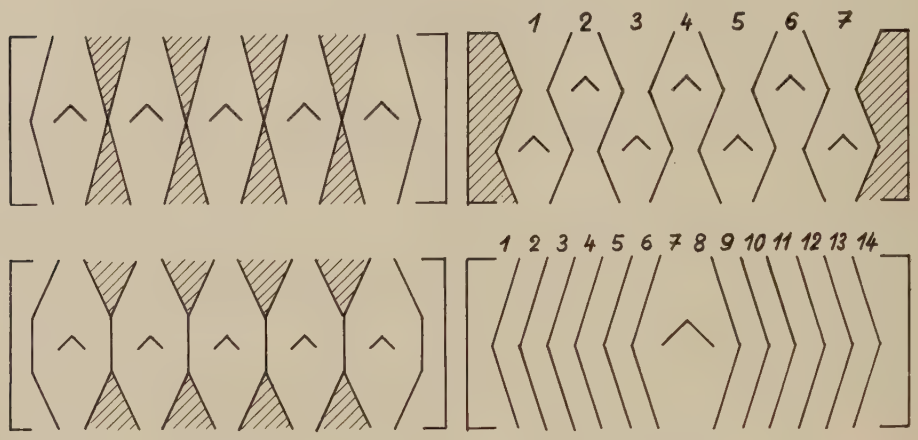


Fig. 24 Fig. 25

Figure 24. — *Juxtaposition des chicanes type C.D.E.F.*
Figure 25. — *Comparaison des assemblages — Chicanes type G et type A*

que la moitié de la surface utile du baffle. Dans ces conditions, nous n'avons plus qu'une conductance moyenne de 140 l/s par élément, ce qui nous élimine d'office ces quatre modèles. Pour remédier à cet inconvénient, nous avons pensé à la solution G qui permet de justaposer ces chicanes sans perdre la moitié de la surface (fig. 25).

Malheureusement, dans une surface donnée, on place environ 2 fois moins de chicane type G que de chicanes type A, ce qui fait que la conductance totale d'un tel assemblage est plus faible que celle obtenue avec les chicanes type A. Par conséquent, nous adopterons le type A pour l'étude qui va suivre.

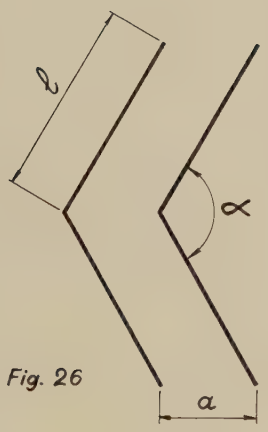


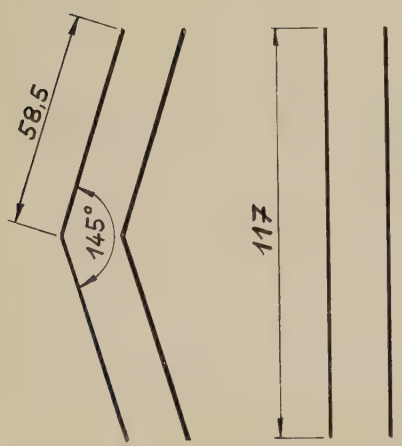
Fig. 26

ETUDES DES CANALISATIONS COUDEES.

1° *Détermination de l'angle optimum.*

Les canalisations étudiées dans ce chapitre ont l'allure de la figure 26.

Désirant étudier des chicanes opaques, nous allons adopter différents angles, par exemple : 90°, 120°, 140° d'ouverture.



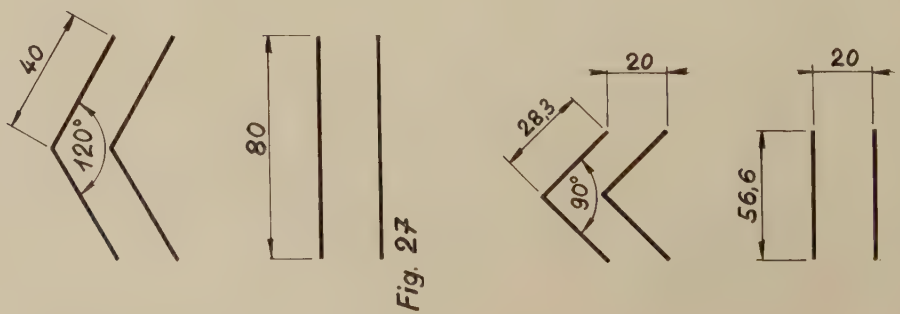


Fig. 27

Pour remplir la condition d'opacité, la 1/2 longueur de la canalisation sera :

$$l = \frac{a}{\cos \frac{X}{2}}$$

Nous avons choisi a = cst = 2 cm, ce qui nous donne :

Pour = 90°	l = 2,83 cm	2l = 5,66 cm
— = 120°	l = 4 —	2l = 8 —
— = 140°	l = 5,85 —	2l = 11,7 —

Pour pouvoir apprécier l'influence du coude sur la vitesse de pompage, nous comparons à chaque canalisation coudée une canalisation droite de longueur égale (fig. 27).

Pour les 3 coudes, nous mesurons respectivement :

90°	120°	140°
136 l/s	165 l/s	150 l/s

ce qui nous donne comme conductance de ces trois coudes :

$$\frac{1}{U^1} = \frac{1}{V} + \frac{1}{C} \qquad C = \frac{V \times U^1}{V - U^1}$$

V = Vitesse pompe
U^1 = Vitesse mesurée
C = Conductance cherchée

Pour le coude à 90° :

$$C = \frac{2\,680 \times 136}{2\,680 - 136} \# 143 \text{ l/s}$$

Pour le coude à 120° :

$$C = \frac{2\,680 \times 165}{2\,680 - 165} \# 176 \text{ l/s}$$

Pour le coude à 140° :

$$C = \frac{2\,680 \times 150}{2\,680 - 150} \# 159 \text{ l/s}$$

Les canalisations droites de même longeur nous donnent respectivement :

	Vitesse mesurée	Conductance
Pour 90° : L = 5,66 cm	270 l/s	303 l/s
— 120° : L = 8 —	230 l/s	252 l/s
— 140° : L = 11,7 —	190 l/s	205 l/s

Calculons la conductance d'une telle canalisation sans tenir compte des effets de bouts.

La formule de « KNUDSEN » généralisée, nous donne pour une canalisation de forme quelconque :

$$C = \frac{8}{3}\sqrt{\frac{KT}{2\pi M}}\ \frac{a^2 b^2}{(a + b)L} \quad \text{CGS} \qquad (f)$$

$$C = \frac{8}{3}\sqrt{\frac{1}{2\pi\rho}}\ \frac{2S^2}{\lambda}$$

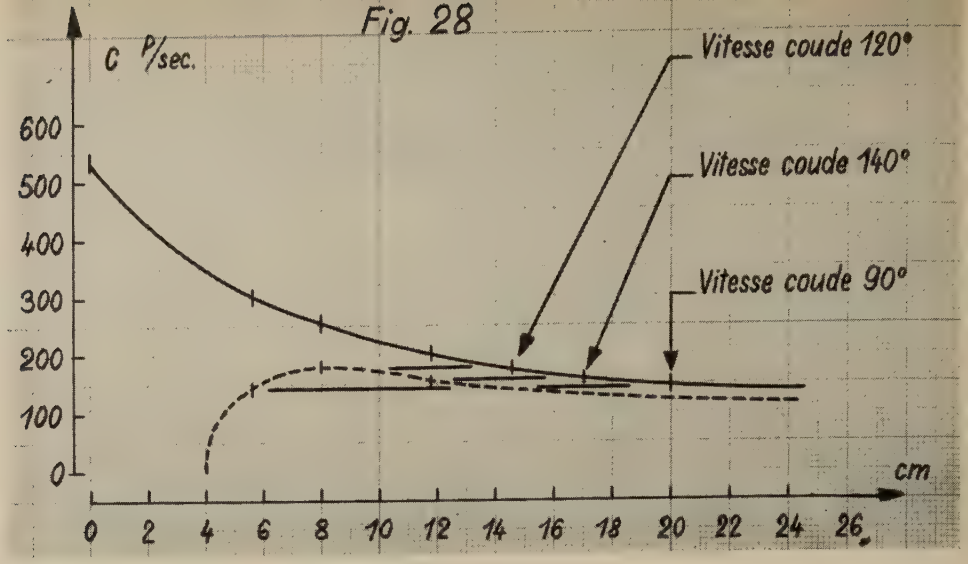
$C = 5{,}9.10^4$ CGS

$C = 59$ l/s $\frac{S^2}{\lambda}$

S = Surface de l'orifice
ρ = Masse spécifique unitaire
λ = Périmètre

Ce qui nous donne pour une canalisation de longueur l

$$C \text{ l/s} = 59 \frac{S^2}{\lambda \times l}$$



Dans notre cas :

$S = 2 \times 28 = 56$ $\quad S^2 = 3\,136$

$\lambda = 2\,(28 + 2) = 60$

$L = 11{,}7$ cm

$$\frac{S^2}{\lambda \times l} = \frac{3\,136}{60 \times 11{,}7} = 4{,}47$$

d'où $C = 59 \times 4{,}47 = 264$ l/s

Ayant à faire à une canalisation courte, nous appliquerons la correction d'un seul bout donnée par GUTHRIE et WAKERLING :

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{U} + \frac{1}{u}$$ u débit de la section

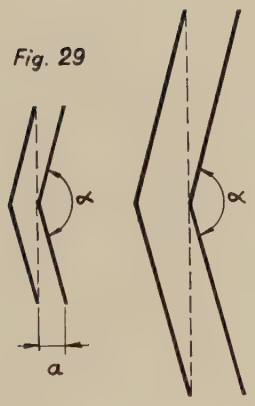
Considéré comme un orifice en mince paroi :

$$u = 11.6 \frac{Ao \times A}{Ao - A} = 710\ 1$$

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{264} + \frac{1}{710}$$

$$U_1 = \frac{710 \times 264}{710 + 264} = \frac{193\ 1/s}{}$$

Fig. 29



La valeur mesurée est bien comprise et très près de la valeur calculée en tenant compte des bouts

avec correction	mesurée	sans correction
193 l/s	205 l/s	264 l/s

Nous pouvons donc considérer nos mesures comme valables et utiliser les résultats trouvés.

Traçons la courbe (fig. 28) des vitesses de pompage de nos canalisations en fonction de leur longueur.

En partant de cette courbe, il nous est possible de déduire le supplément de longueur apparente qu'un coude apporte à une canalisation droite de même longueur réelle.

Pour un coude à 90° L = 14,34 cm
— — — — 120° L = 6,5 —
— — — — 140° L = 4,3 —

La courbe pointillée est la courbe des vitesses de pompage des coudes en fonction de la longueur réelle de la canalisation. La condition d'opacité étant

toujours respectée, il faut évidemment choisir comme géométrie celle qui correspond au maximum de cette courbe.

Cette courbe donne une vitesse nulle dans notre cas pour L réel = 4 cm, longueur totale du coude qui obture notre fente de 2 cm et passe par un maximum aux environs de 8 cm, longueur du coude à 120° pour devenir symptotique à l'axe des longueurs.

On constate encore que le maximum de cette courbe correspond à la canalisation qui débouche dans la pompe avec un angle de 60°. Nous adopterons dorénavant cette géométrie pour la réalisations de nos baffles.

2° *Importance de la largeur des canalisations élémentaires.*

L'influence de ce paramètre mérite quelques meures car, étant donné que nous travaillons sur des chicanes opaques, et bien que nous conservions constant l'angle d'ouverture, α à chacune de ces valeurs, correspond une largeur bien défini de la chicane (fig. 29).

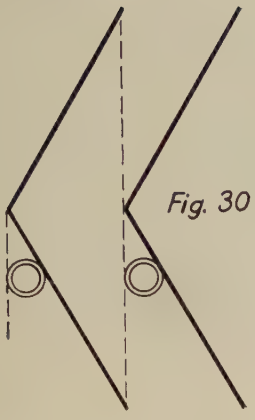


Fig. 30

Nous allons mesurer la conductance de différentes chicanes ayant respectivement pour largeur - a - 10, 20, 30, 40 mm. Ces 4 mesures nous donnent les résultats suivants :

a = 10 mm	C = 78 l/s
a = 20 —	C = 176 —
a = 30 —	C = 272 —
a = 40 —	C = 384 —

A l'examen de ces chiffres, on s'aperçoit qu'en multipliant la largeur de la canalisation par :

2, la conductance est	× 2,25
3, —	× 3,48
4, —	× 4,8

Par conséquent, il est avantageux d'utiliser des chicanes le plus large possible, compte tenu des dimensions du baffle.

3 *Perte de vitesse dûe à la présence du circuit de refroidissement.*

Les canalisations élémentaires ainsi définies devront par la suite être refroidies, par conséquent, il est nécessaire de rechercher la position la plus favorable pour la tuyauterie de refroidissement.

Deux conditions sont à respecter pour définir cette position :

a) Placer la canalisation de façon à avoir le moins de variations possibles de température sur la hauteur de l'ailette ;

b) Perdre le minimum de vitesse. Pour respecter la première condition il suffit de placer la canalisation au sommet de l'angle de l'ailette ; ce point sera le plus froid et les températures se répartiront symétriquement sur chaque demi-ailette. Malheureusement, cette position, que ce soit à l'intérieur ou à l'extérieur de l'angle, apporte une perte de vitesse appréciable ; il restait à trouver une position plus favorable à la conductance, sans trop s'éloigner de ce point. C'est évidemment par tâtonnements que nous avons pu la définir. La solution

a Fig. 31 b

STRUCTURE D'UN BAFFLE

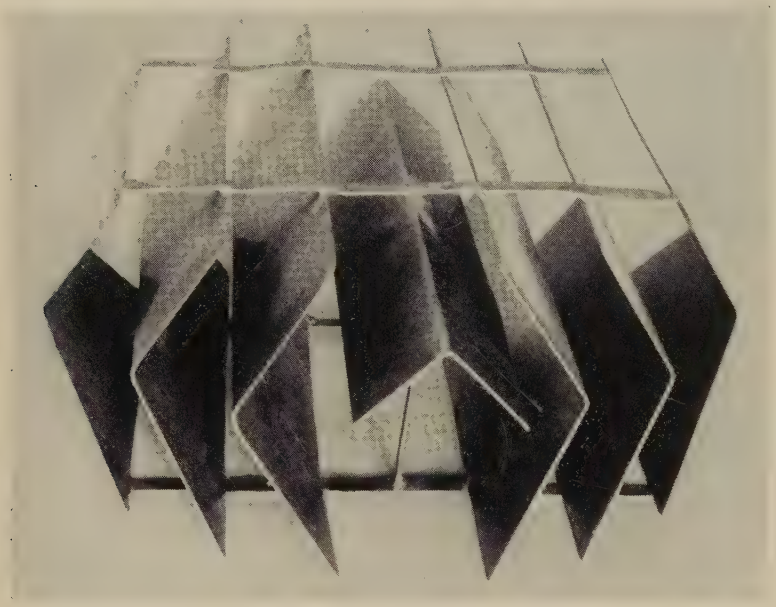


PLANCHE V. — *Chicanes rectilignes classiques*

PLANCHE VI. — *Chicanes circulaires classiques*

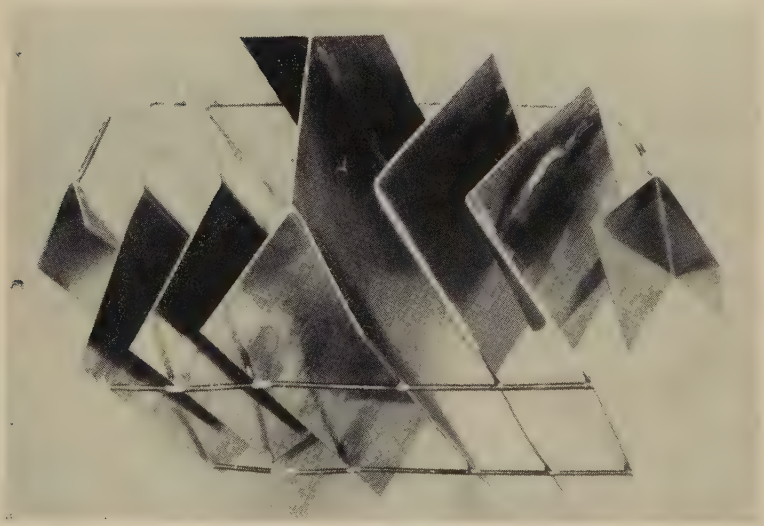


PLANCHE VII. *Chicanes rectilignes inversées*

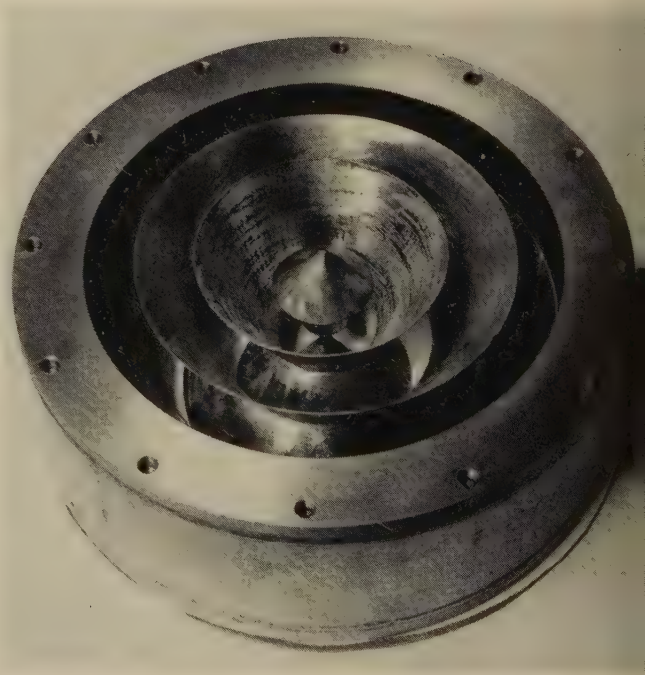


PLANCHE VIII. — *Chicanes circulaires inversées*

adoptée est représentée figure 30. Dans ces conditions, nous perdons seulement 7,5 % de la vitesse d'une canalisation de 20 mm de large, équipée d'une tuyauterie de 7 mm de diamètre. Le fait que la canalisation soit placée dans l'ombre du coude peut justifier les résultats obtenus, bien qu'il soit toutefois très difficile de le démontrer.

AVANT PROJET D'UN BAFFLE.

Les renseignements acquis au cours des précédents chapitres nous permettent d'envisager la structure d'un baffle ; il nous reste à définir le principe géométrique que nous adopterons pour assembler les chicanes que nous avons retenues. En effet, quatre solutions sont à notre disposition :

1° Chicanes rectilignes classiques (pl. 5)
2° — circulaires — (- 6)
3° — rectilignes inversées (- 7)
4° — circulaires — (- 8)

Tous ces baffles ont les caractéristiques définies précédemment ; ils sont tous équipés de chicanes à 120° débouchant dans la pompe avec une inclinaison de 60° ; ils ont, en outre, le même écartement entre les ailettes, ce qui leur confère la même hauteur totale.

1° *Efficacité envers le contre-courant.*

N'étant pas équipé pour effectuer des mesures précises concernant ce paramètre sur nos quatre modèles, nous nous contenterons du raisonnement pour l'apprécier .

Il est bien connu (g) que le contre-courant primaire, émanant de l'éjecteur supérieur de la pompe, est en majorité dirigé perpendiculairement au jet de vapeurs. Dans le cas de la figure 31b, le contre-courant est orienté perpendiculairement aux ailettes, d'où plus grande efficacité que dans le cas de la figure 31a où les vapeurs parasites pénètrent dans les chicanes parallèlement aux surfaces.

Ceci nous autoriserait à conclure que la meilleure efficacité d'un baffle serait obtenue par l'emploi de chicanes circulaires inversées. Malheureusement, comme le démontre clairement la planche 8, ce modèle n'est pas opaque et, si l'on désirait corriger ce défaut, il faudrait augmenter exagérément les hauteurs des ailettes, ou changer les angles, ce qui nuirait obligatoirement à la conductance du baffle. Par conséquent, dans cette catégorie, seul, le modèle de la planche 7 à chicanes rectilignes inversées peut être envisagé.

2° *Conductance.*

Les quatre modèles ont été expérimentés ; nous avons mesuré leur conductance, tableau figure 32, à la pression de 10^{-4} m/m de Hg.

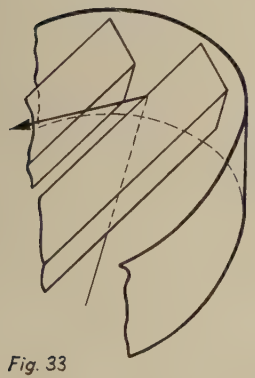


Fig. 33

Type	Conductance C l/s	Vitesse S l/s
Chicanes rectilignes classiques (pl. 5)	1 630	4 240
— circulaires — (- 6)	1 640	4 440
— rectilignes inversées (- 7)	1 350	2 805
— circulaires — (- 8)	1 450	3 275

Figure 32

Ces résultats nous montrent que les hypothèses émises au chapitre III - 2, paragraphe 2, ne sont pas entièrement vérifiées. En effet, seuls les baffles à chicanes classiques en géométrie rectiligne ou circulaire possèdent une bonne

conductance. Par ailleurs, ces modèles semblent théoriquement moins efficaces envers le contre-courant. En ce qui concerne les deux autres modèles, la perte de conductance de la solution rectiligne s'explique par la présence de la plaque perpendiculaire au flux gazeux. Quant au dernier modèle, il est très difficile d'expliquer sa mauvaise conductance sans être obligé de repenser le principe des pompes à diffusion, ce qui déborderait de par trop le cadre de ce mémoire ; nous nous bornerons à accepter ce résultat sans le discuter.

En conclusion, nous pouvons dire qu'il s'avère très difficile de réunir sur un même ensemble les deux grandes qualités d'un baffle, à savoir : grande conductance et efficacité maximum.

Néanmoins, quelques expériences effectuées sur un baffle de grand diamètre à chicanes rectilignes classiques nous ont permis de constater une prédominance du contre-courant dans la région intéressant l'extrémité des chicanes ; ceci est dû au fait que les molécules du fluide moteur, qui possèdent une direction de vitesse parallèle aux chicanes, peuvent rebondir sur la paroi du baffle et le traverser sans avoir rencontré une paroi froide (fig. 33). On peut éviter ce phénomène en utilisant une géométrie circulaire pour la réalisation du baffle.

3° *Considérations générales sur les baffles.*

Une étude théorique des baffles a été faite (h). J. Pierre, après avoir posé le problème général des baffles en technique du vide, étudie plusieurs modèles et démontre que tous répondent au même principe ; il le résume en une formule qui est l'expression de la conductance du baffle :

$$V = \frac{\pi\rho^2}{2}(\text{Sin}\,\alpha - \text{Sin}^3\alpha)$$

ou, ρ est le rayon du baffle.

α est l'angle des chicanes avec l'axe du baffle.

On s'aperçoit que la conductance d'un baffle est maximum lorsque $\alpha = 35°$; cet angle est très voisin des valeurs que nous avons expérimentalement trouvées. D'autre part, J. Pierre ne tient pas compte de la présence de l'éjecteur de la pompe, ce qui peut expliquer la légère différence avec nos résultats.

Dans cette expression, la hauteur du baffle n'intervient pas, ce qui vérifie complètement les résultats que nous avons obtenus au paragraphe 2 - 1° de ce chapitre.

Enfin, J. Pierre étudie la réduction de vitesse entraînée par un baffle au-dessus d'une pompe. Pour ce faire, il considère un tube de diamètre D à l'extrémité duquel il imagine une pompe de vitesse infinie, ce qui lui permet, connaissant les caractéristiques des pompes classiques, de déterminer la longueur du tube envisagé. Il trouve : $l = 2{,}5$ D, puis il détermine la longueur du tube équivalent à la conductance du baffle et obtient : $l = 1{,}25$ D. Autrement dit, l'ensemble pompe + baffle peut être représenté par un tube équivalent de longueur : $L = 3{,}75$ D. On s'aperçoit alors que le piège optimum réduit la vitesse de pompage dans le rapport $\frac{1{,}25}{3{,}75}$ soit 33 %. Nous trouverons le même résultat, expérimentalement, dans la suite de notre étude.

CHAPITRE V

Le contre-courant de vapeurs ou " Backstreaming "

CONSIDERATIONS GENERALES SUR LE CONTRE-COURANT.

Connu sous le nom anglais de « Backstreaming », ce défaut est constaté sur toutes les pompes.

Lors du fonctionnement, il est reconnu qu'une quantité plus ou moins importante du fluide moteur quitte la pompe pour remonter vers l'enceinte à vider.

La présence de ces vapeurs a deux conséquences très gênantes :

a) contamination de l'enceinte sous vide,

b) mauvais vide limite de l'installation.

De nombreuses études ont été faites à ce sujet (g) (i) tant pour en déterminer les causes que pour y apporter un remède.

Malheureusement, il est impossible, quelles que soient les précautions prises, de supprimer totalement ce contre-courant sur les pompes à diffusion classiques.

Seul un baffle adéquat peut réduire le backstreaming d'une pompe d'un facteur 10^4 à 10^5, ce qui, si la pompe a été étudiée de façon à présenter un contre-courant minimum, nous amène à des valeurs si faibles qu'il est très difficile de les mesurer.

En ce qui concerne notre pompe, nous avons tenu à contrôler quelques paramètres concernant son contre-courant de façon à pouvoir adapter la totalité des études antérieures à nos conditions.

ETUDE DE POINTS PARTICULIERS.

1° Dans leur mémoire B.D. POWER et D.J. CRAWLEY (i), après avoir étudié les causes et les sources du backstreaming, donnent une courbe (fig. 34)

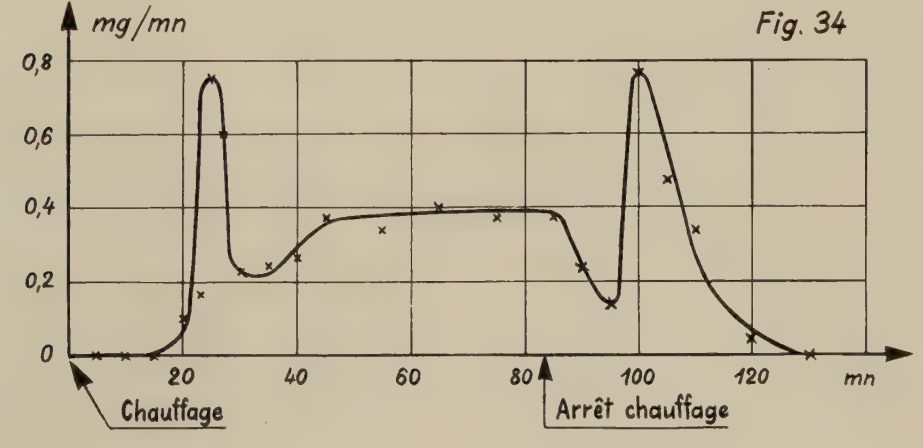


Fig. 34

du contre-courant total d'une pompe à diffusion EDWARDS 903, ces mesures ayant été effectuées entre la mise sous tension et le refroidissement complet de la pompe.

Cette courbe présente deux maximums : l'un au démarrage, l'autre à l'arrêt de la pompe.

Pour expliquer ces deux valeurs importantes du contre-courant, les auteurs supposent, dans les deux cas, l'apparition d'un régime transitoire dû à la variation de température de la pompe lors de sa mise sous tension et de son arrêt.

Durant cette période, un nuage de vapeur envahirait la pompe, provoquant cet important contre-courant.

Nous avons voulu vérifier cette hypothèse, et, pour ce faire, nous avons placé au-dessus de notre pompe une plaque transparente au travers de laquelle nous pouvons surveiller son fonctionnement. Cette plaque, éclairée par son épaisseur, nous permettait, d'autre part, de contrôler l'apparition de fines gouttelettes d'huile venant se condenser à sa surface.

Au cours du premier quart d'heure, après la mise sous tension, nous pouvons constater successivement l'amorçage du premier, puis du second étage, tout cela sans qu'aucune gouttelette d'huile ne se manifeste sur notre plaque .

Puis quelques gouttes d'huile apparaissent sur la lèvre de l'éjecteur supérieur, grossissent et tombent sur le second étage qui est bien chaud (fig. 35). Là, ces gouttes s'évaporent avant d'atteindre le bord extérieur de l'éjecteur. Au même moment, de fines gouttelettes se condensent sur notre plaque transparente. Cette pluie de gouttes augmente jusqu'à ce que le troisième étage ait atteint son régime ; simultanément, notre plaque reçoit de plus en plus de gouttelettes d'huile.

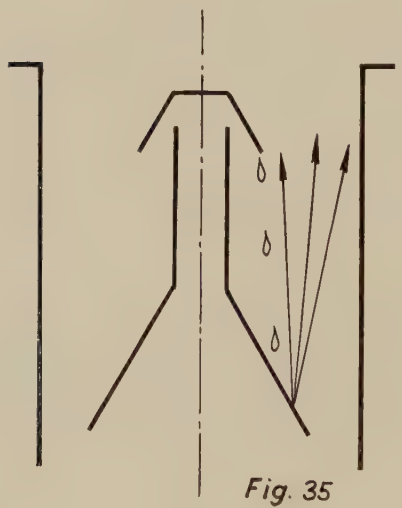


Fig. 35

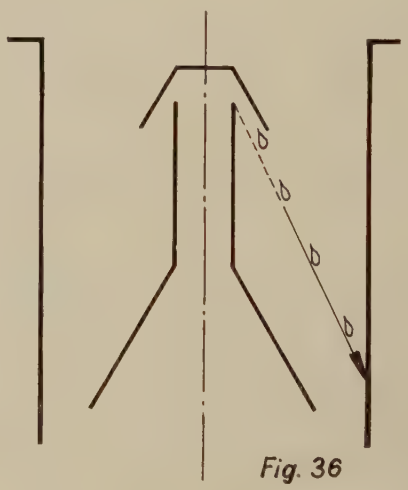


Fig. 36

Lorsque le troisième étage a atteint son régime et sa température, les gouttes qui se formaient sur la lèvre disparaissent et les quelques-unes qui subsistent sont, par la violence du jet de vapeur, directement entraînées sur la paroi froide où elles sont captées (fig. 36).

A partir de cet instant, on ne voit plus de gouttelettes apparaître sur notre plaque, seul le backstreaming permanent se manifeste, mais les particules d'huile sont trop fines pour que nous puissions les voir.

A l'arrêt du chauffage, le même phénomène se reproduit provoquant une nouvelle apparition de gouttelettes sur notre plaque. Par conséquent, l'hypothèse émise par les auteurs est vérifiée ; le processus en est le suivant.

Lorsque nous mettons une pompe sous tension, la température s'élève progressivement dans la chaudière ainsi que sur les cheminées des éjecteurs en partant du fond de la pompe.

La température atteint le point de vaporisation de l'huile, celle-ci s'élève dans les cheminées et se condense sur ces parois tout en élevant leur température. Simultanément, le premier et le second étages atteignent leur température de régime et s'amorçent.

Le même cycle se produit pour le troisième étage mais l'éjecteur supérieur étant isolé du reste de la pompe est très long à prendre sa température de régime. Durant cette période, il condense l'huile qui s'écoule vers la lèvre de l'éjecteur et tombe sur le deuxième étage qui est chaud ; elle se réévapore provoquant un contre-courant important. A l'arrêt de la pompe, c'est encore le troisième étage qui, cette fois, se refroidissant le premier, déclenche le même processus de backstreaming qu'à la mise en route.

Pour supprimer ce défaut, nous avons pensé qu'il suffisait d'éviter que les gouttes qui se formaient sur la lèvre du troisième étage de diffusion ne retombent sur le deuxième étage chaud. Sur une suggestion du Pr. M. MORAND, nous avons réalisé un éjecteur suivant la figure 37. Cet éjecteur, type « parapluie », conduit les gouttes directement sur la paroi froide.

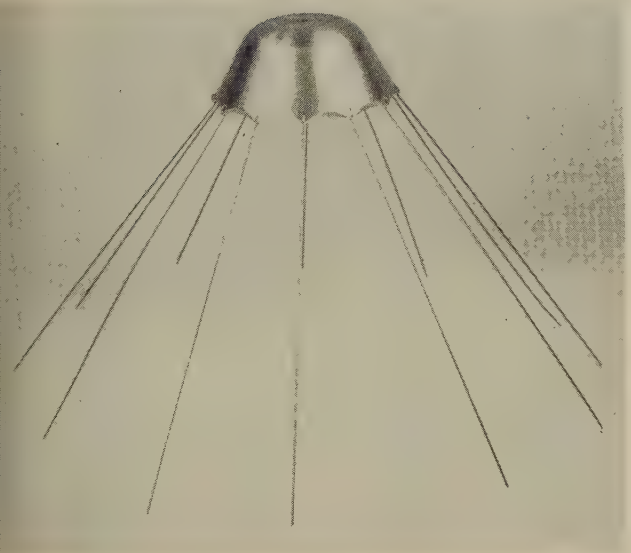
Après avoir équipé notre pompe de cet éjecteur (pl. 9), nous avons pu constater une très nette régression du contre-courant au démarrage et à l'arrêt ; seul le backstreaming permanent subsistait. Il est donc possible, moyennant quelques précautions, d'éliminer cette cause importante de contre-courant sur les pompes à diffusion.

2° Dans leur publication : VON J. RUFF, W. STURMER et O. WINKLER (g), après avoir soigneusement passé en revue toutes les régions d'où pouvait émaner le backstreaming sur une pompe à diffusion, ont classé ce défaut par ordre décroissant d'importance ; ils en donnent un dessin (fig. 38) sur lequel apparait très nettement cette classification.

Le rayonnement primaire A est émis directement par la lèvre de l'éjecteur de la pompe. Le rayonnement secondaire B est émis par chocs entre les molécules du rayonnement primaire et les molécules de gaz ; le rayonnement tertiaire C est, de la même façon, issu du rayonnement secondaire. De ce fait, pour être efficace, un baffle doit présenter aux rayonnements primaires et secondaires des surfaces froides. Dans le cas du baffle utilisé par les auteurs, la deuxième condition n'est pas respectée.

Par contre, dans un baffle réalisé suivant la figure 39, la totalité des rayonnements primaires et secondaires est arrêtée par des surfaces refroidies ;

PLANCHE IX



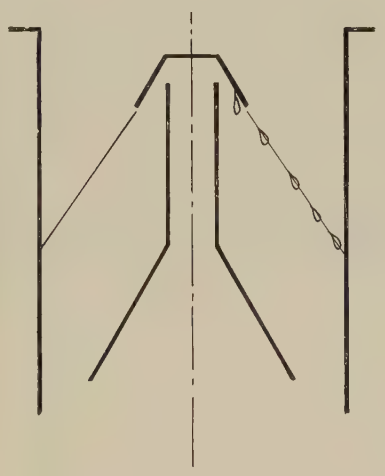


Fig. 37

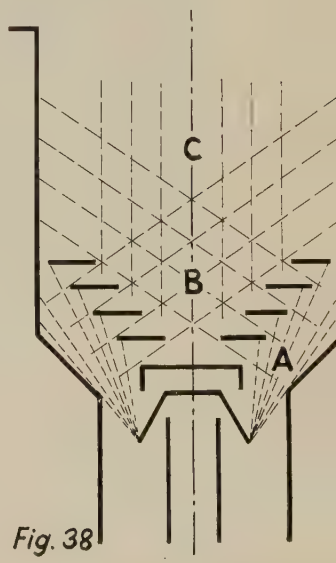


Fig. 38

seul, le rayonnement tertiaire peut apparaître au-dessus de ce baffle. Ce rayonnement est très faible car il est proportionnel à la $^{2}\sqrt{}$ du rayonnement secondaire, lui-même égal à la $^{2}\sqrt{}$ du rayonnement primaire (g). Par conséquent, si nous réduisons le rayonnement primaire à sa N ième partie, le rayonnement tertiaire se trouve réduit à sa N^4 ième partie.

Dans les cas les plus fréquents, les corps à protéger contre la condensation de l'huile ont une température plus élevée que celle du baffle. De ce fait, la réévaporisation ne produit pratiquement pas de contre-courant pouvant être pris en considération. Ce contre-courant est constitué, pour un dessin correct du baffle, que par le rayonnement tertiaire. De sorte que, dans la construction des pompes et des baffles, toutes les mesures qui visent à réduire le rayonnement primaire sont d'une particulière importance.

Pour apprécier les caractéristiques du rayonnement primaire de notre pompe, nous avons pris quelques clichés en fonction du temps. Pour cela, nous avions recouvert intérieurement notre plaque transparente d'une feuille de papier très

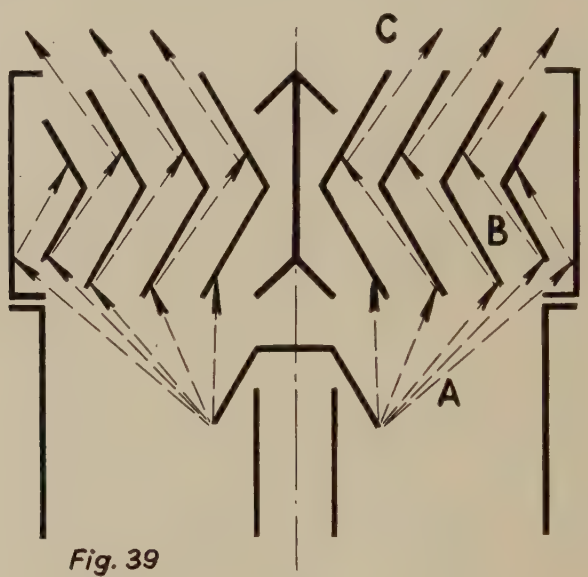
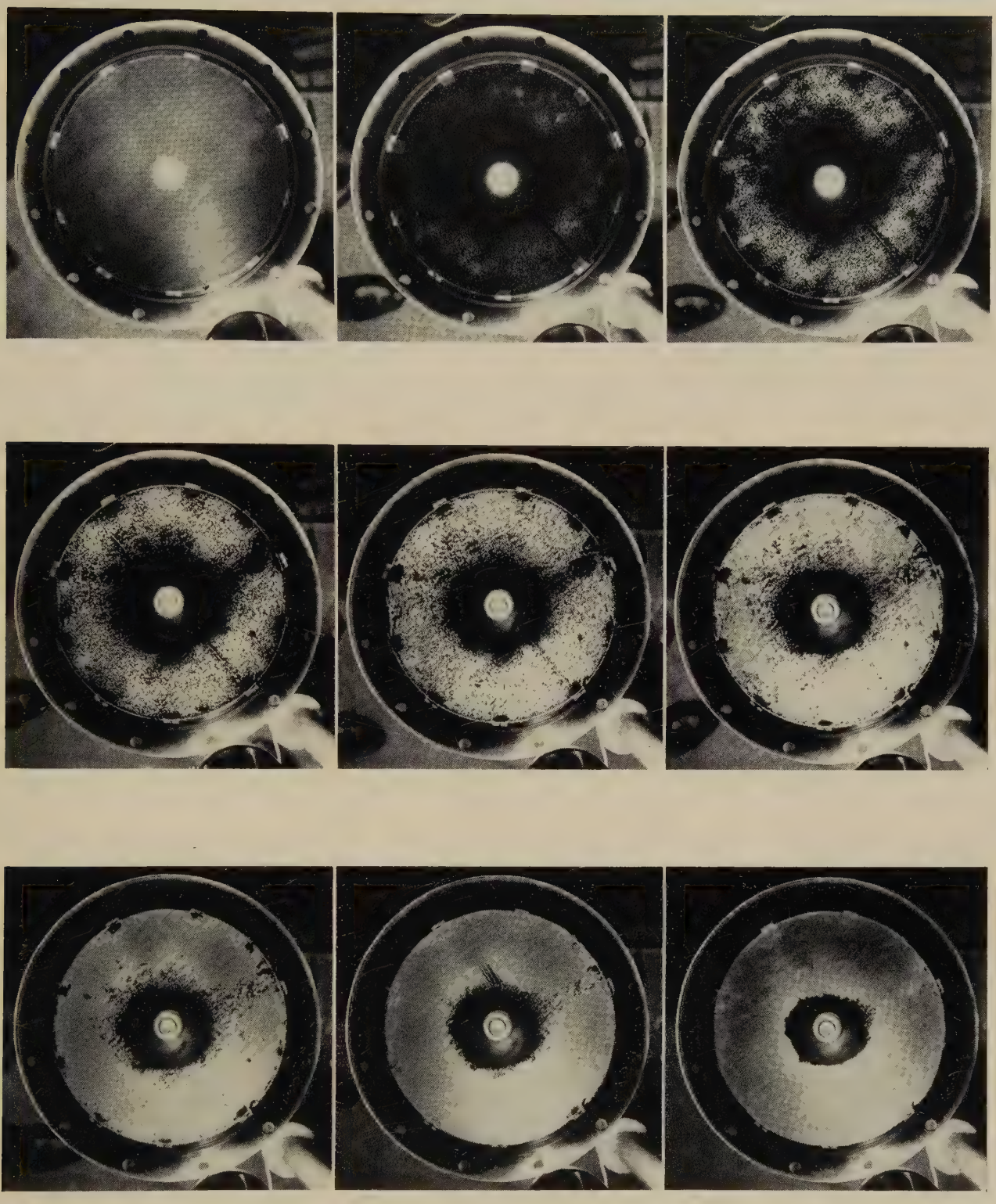


Fig. 39

léger qui, au contact de l'huile, devenait transparente. En éclairant notre plaque par son épaisseur, nous pouvions voir apparaître, très lumineuses, les gouttelettes d'huile qui venaient s'y déposer. Ces clichés (pl. 10) nous permettent de constater qu'au droit de l'éjecteur le backstreaming est pratiquement nul. D'autre part, on voit très nettement l'évolution du phénomène au cours du temps. Cette expérience nous a permis de déterminer les régions qu'il fallait énergiquement protéger pour avoir un baffle efficace.

PLANCHE X



CHAPITRE VI

Réalisation d'un baffle : caractéristiques

L'étude qui précède nous ayant fourni un maximum de renseignements, il nous est maintenant possible de réaliser un baffle réunissant toutes les connaissances acquises.

DESCRIPTION DU BAFFLE.

Le baffle (fig. 40) est constitué par un corps A en acier inoxydable poli, lui-même équipé de deux brides B et C et d'une chemise d'eau D pour permettre son refroidissement. De façon à avoir la plus grande voie de passage possible, le diamètre du corps est égal au diamètre extérieur de la bride de notre pompe. Les ailettes internes E, elles-mêmes en acier inoxydable poli électrolytiquement, sont solidaires d'une bride F démontable du corps pour en faciliter leur nettoyage s'il y a lieu. La tuyauterie de refroidissement G débouche sur cette bride, une fixation est prévue pour le montage de l'échangeur d'un groupe frigorifique. La planche numéro 11 nous montre une vue d'ensemble du baffle ; la planche numéro 12 représente la bride démontable équipée des ailettes et du serpentin de refroidissement.

ETUDE DE LA DISPERSION DE TEMPERATURE SUR LES CHICANES DU BAFFLE.

Avant de mesurer les caractéristiques générales du baffle, il est très intéressant d'étudier le comportement de sa partie active au point de vue thermique.

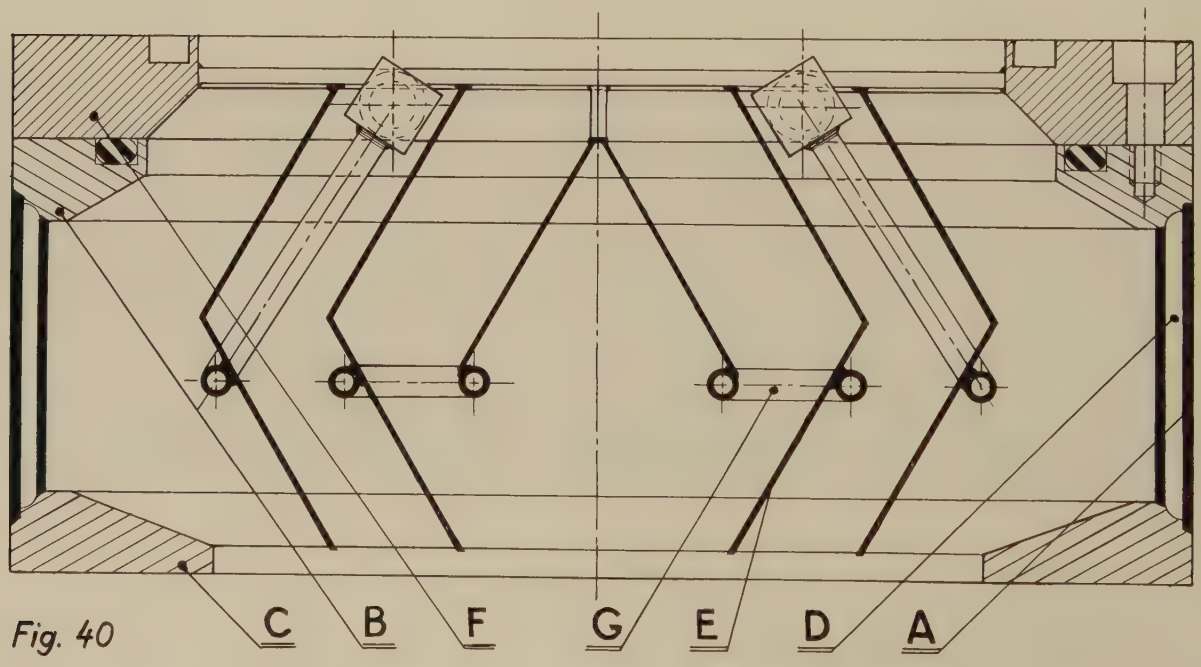


Fig. 40

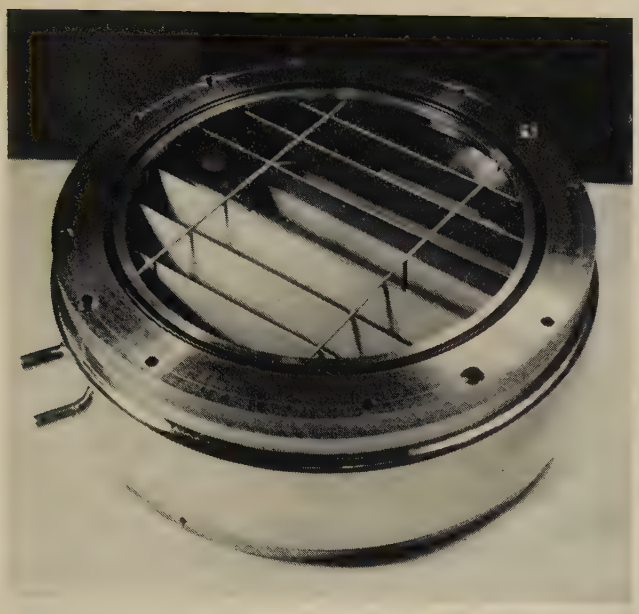


PLANCHE XI

PLANCHE XII

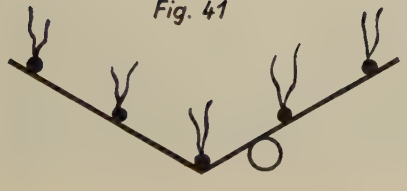
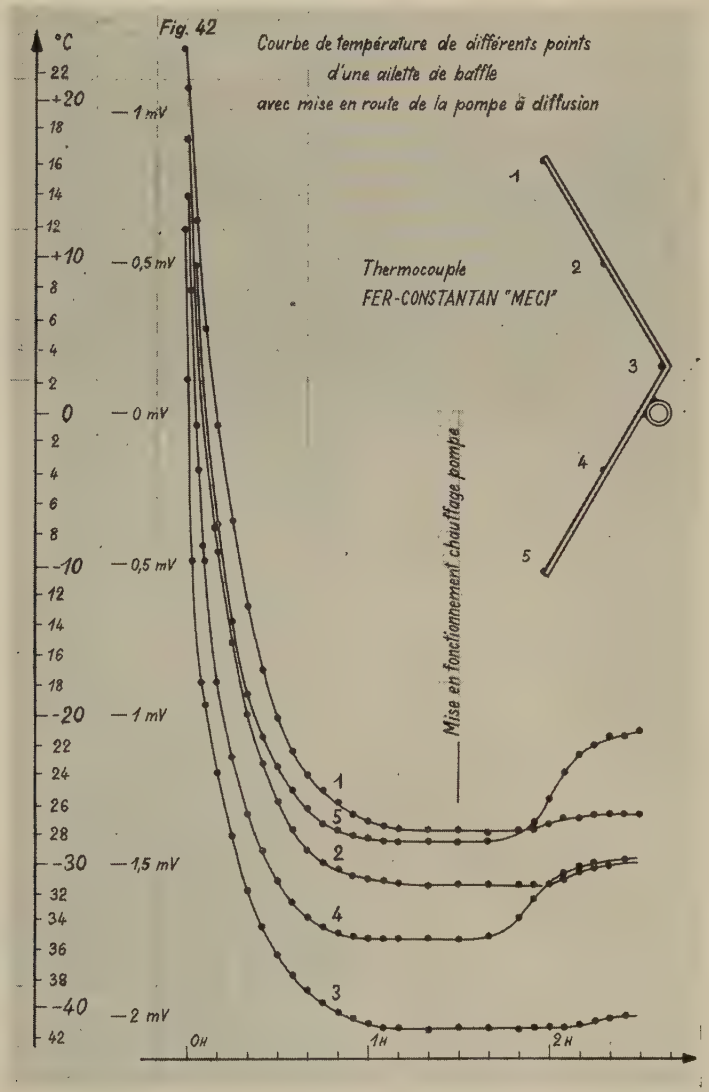


Fig. 41



Nous avons, pour cela, utilisé le montage décrit au paragraphe VII - 1 du présent mémoire, ce qui nous a permis d'étudier :

1° l'inertie du baffle,

2° la dispersion de température le long des ailettes,

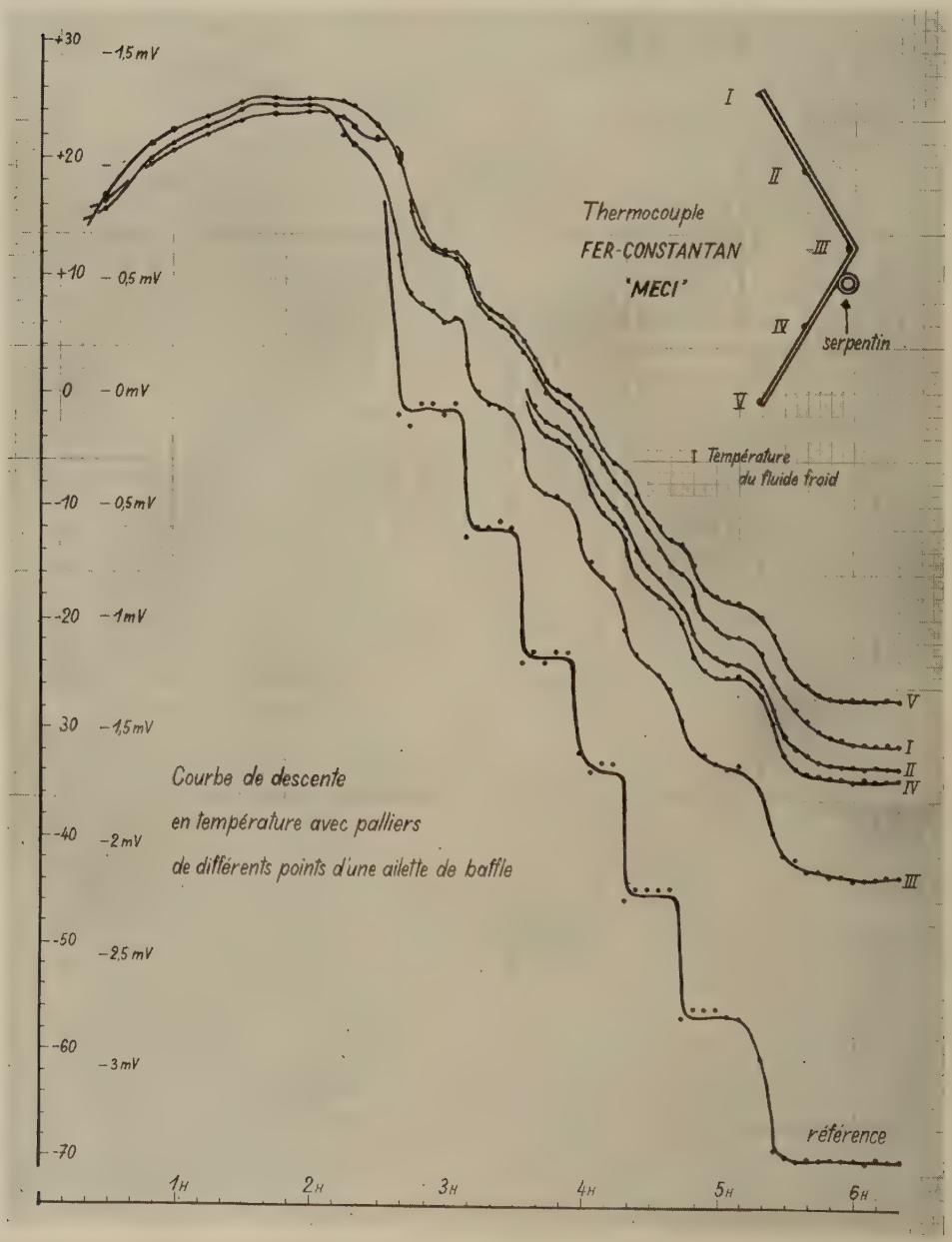
3° l'influence du backstreaming sur la température de nos chicanes.

Nous avions, pour cela, monté sur une ailette de notre baffle 5 thermocouples qui nous permettaient de relever à chaque instant la température du point considéré (fig. 41).

1° *Inertie du baffle.*

Le groupe de pompage étant seulement sous vide primaire, nous avons mis en route le dispositif de refroidissement décrit au chapitre VII, l'alcool étant à — 60° C. Les températures relevées sur les 5 points de l'ailette sont rassemblées sur les courbes (fig. 42). A leur lecture, on s'aperçoit que l'inertie très faible

Figure 43



au démarrage devient importante à mesure que l'on descend en température, avec apparition d'une bonne dispersion le long des ailettes. L'ensemble est à l'équilibre environ une heure après la mise en route, ce qui veut dire que, compte tenu de l'inertie des pompes à diffusion, il est indispensable de démarrer le refroidissement du baffle à la mise sous tension de ladite pompe.

2° *Dispersion de température le long des ailettes.*

Pour mieux apprécier cette caractéristique, nous avons, d'une part, travaillé avec la pompe à diffusion en fonctionnement, d'autre part, établi des paliers de températures. Les résultats rassemblés (fig. 43) nous apportent, avec beaucoup plus de précision, les mêmes résultats que les courbes précédentes ; elles nous permettent de définir à chaque palier la répartition de température le long de la chicane, ce qui nous a permis de tracer la série de courbes (fig. 44) où l'on voit nettement apparaître le gradient de température le long de l'ailette au fur et à mesure que l'on abaisse la température du baffle.

Ces résultats nous autorisent à penser que la solution du serpentin de refroidissement est un pis-aller, mieux vaudrait transformer toute la chicane en canalisation, ce qui éliminerait pratiquement le phénomène constaté.

Cette solution serait très intéressante dans le cas du refroidissement par groupe frigorifique où le baffle n'est autre que l'évaporateur du circuit froid. Il est bien connu que le rendement de ces appareils est fonction de la surface froide, par conséquent, tout en diminuant considérablement le gradient de température le long de la chicane, on augmenterait inévitablement l'efficacité du baffle, une maquette basée sur ce principe est à l'étude (pl. 13).

PLANCHE XIII

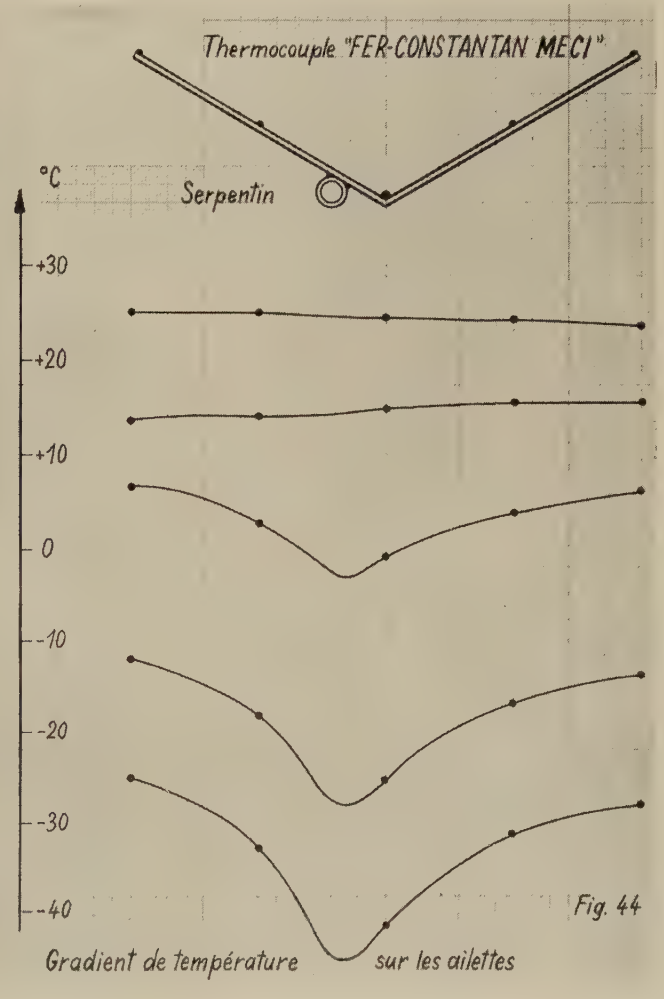


Fig. 44

Gradient de température sur les ailettes

MESURE DES CARACTERISTIQUES.

1° *Vitesse du groupe de pompage équipée du baffle.*

Le baffle étant maintenu à la température de — 30° C, nous avons relevé la courbe de vitesse (fig. 46) comparée à la courbe de vitesse sans baffle et nous constatons une perte d'environ 30 % ; sur le même graphique, nous avons tracé la courbe de vitesse de la pompe équipée seulement du corps du baffle, ce qui nous permet de répartir le pourcentage perdu.

Dans notre cas, nous obtenons :

Pompe seule	100 %		
		Soit 11,5 %	pour le corps
— + corps de baffle	88,5 %		
		— 20,5 %	pour les ailettes
— + baffle complet	68 %	——	
Total		32 %	

2° *Efficacité du baffle.*

Pour effectuer cette mesure, nous avons procédé de la façon suivante (fig. 47). Une plaque métallique comportant une gouttière, de façon à recueillir l'huile, est disposée dans le plan où l'on désire effectuer la mesure. La pompe est mise en fonctionnement pendant un certain temps. Connaissant le poids et la surface de la plaque avant l'expérience, il suffit de la peser après démontage pour connaître la quantité d'huile déposée.

3° *Influence du backstreaming sur la température du baffle.*

Pour déterminer l'influence de ce paramètre, nous avons poursuivi la manipulation du chapitre 1° de ce paragraphe en mettant sous tension la pompe à diffusion. Après avoir obtenu l'équilibre thermique du baffle, on peut constater sur la figure 42 que, grâce au backstreaming, la température remonte très sensiblement sur la partie inférieure de l'ailette comme on pouvait s'en douer ; cette remontée de température est beaucoup plus faible que le reste de la chicane.

En partant de ces résultats, nous avons pu tracer la courbe (fig. 45) qui représente la température moyenne du baffle dans les deux cas précédemment

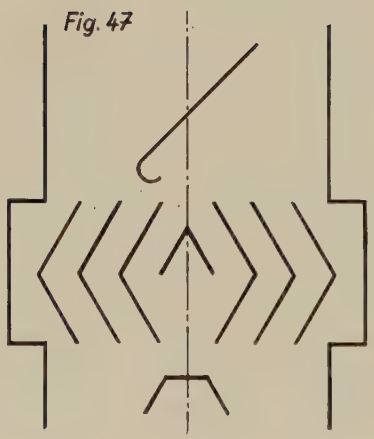


Fig. 47

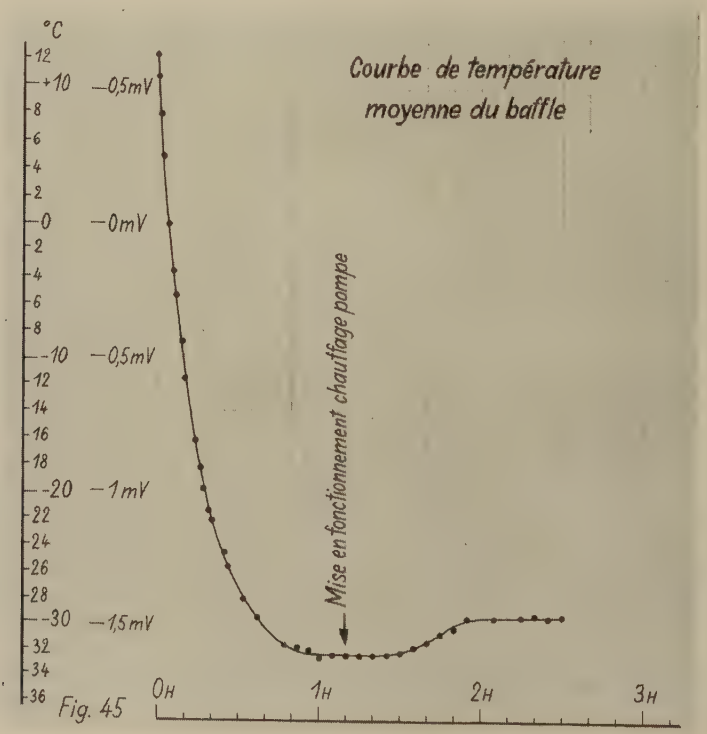
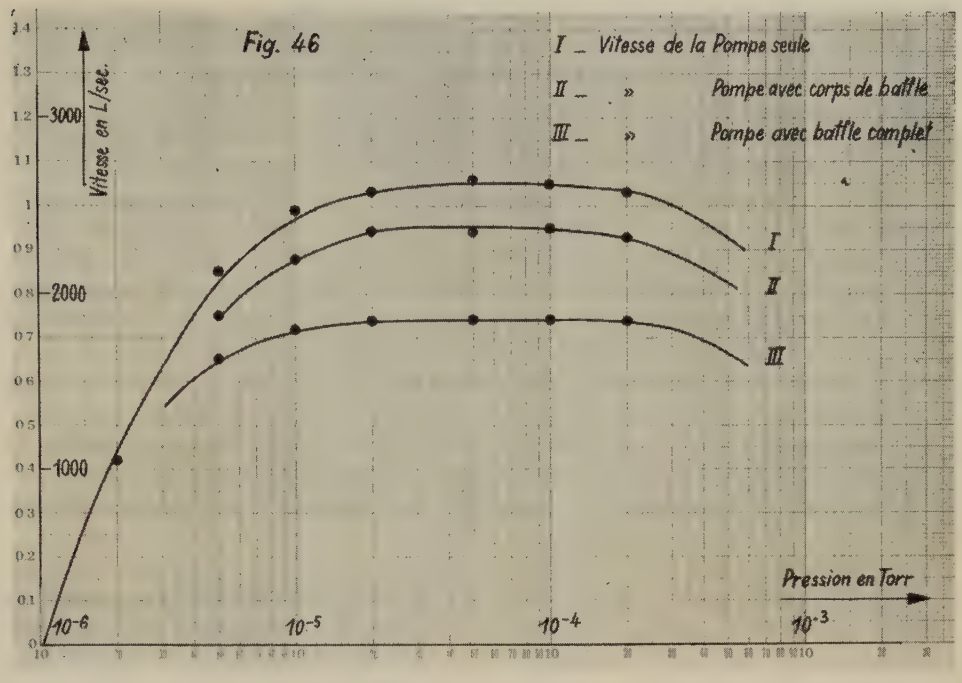


Fig. 45



décrits (pompe à diffusion arrêtée, puis mise sous tension). Cette courbe qui tient compte du backstreaming total de la pompe nous permet de constater que l'apport des calories dues à ce phénomène est relativement faible.

Nous avons successivement effectué les meures suivantes :

a) Sur pompe seule :

— La plaque en acier inoxydable qui doit récupérer l'huile due au backstreaming a une surface de 584,25 cm². Ce collecteur est monté dans le dôme de mesures, sa température est maintenue égale à celle du dôme, de façon à éviter les transports d'huile des zones chaudes vers les zones froides. Après exposition durant 10 heures consécutives, y compris un démarrage et un arrêt de la pompe, nous avons recueilli 1,55 gr d'huile ; ce qui nous donne comme valeur du backstreaming :

$$\frac{1{,}55}{584{,}25 \times 10} = 2{,}65\ 10^{-4}\ \text{gr/cm}^2\text{/heure}$$

b) Sur pompe + baffle, celui-ci n'étant pas refroidi :

— Nous avons effectué la même mesure que précédemment. Dans ces conditions, nous avons recueilli, après 15 heures de fonctionnement, 0,081 gr d'huile, ce qui nous donne :

$$\frac{0{,}081}{584{,}25 \times 15} = 9{,}28.10^{-6}\ \text{gr/cm}^2\text{/heure}$$

Notre baffle, sans refroidissement, élimine déjà 97 % du backstreaming.

Pour la suite des mesures, nous devons remercier M. R.P. HENRY de la S.R.T.I. qui a bien voulu mettre à notre disposition la méthode inédite qu'il a développée et mise au point pour la mesure du contre-courant. Cette méthode est élaborée à partir du principe de microvolumétrie des gouttes étudié par le Professeur NOMARSKI de l'Institut pour un tout autre problème.

Cette méthode est basée sur la mesure du volume des gouttes séparées. Elle est, à priori, la seule praticable dans cette phase pour laquelle l'épaisseur des gouttes est très inférieure au micron. Elle est limitée, dans les valeurs supérieures, aux gouttes de quelques dizaines de microns d'épaisseur au moment où a lieu la formation du film.

Pour ce faire, un support adéquat convenablement préparé est exposé pendant un certain temps au contre-courant que l'on désire mesurer. Après quoi, on détermine, par un phénomène d'interférence, des franges d'égale épaisseur de FISEAU qui délimitent la topographie de la surface libre de la goutte condensée, dont le volume intérieur est homogène, sur un support plan. La distance entre deux franges est égale à $\frac{\lambda}{2n}$ n étant l'indice de réfraction du liquide condensé.

La topographie de la goutte à mesurer étant déterminée, la mesure consiste à planimétrer les surfaces ainsi délimitées, soit sur des microphotographies prises en plusieurs points du support quand le nombre de gouttes encloses dans le champ du microscope est suffisant, soit en déplaçant le porte-objet du microscope de façon à suivre le contour des franges dans l'oculaire en liant ces déplacements aux indications du planimètre. Cette méthode permet de balayer toute la surface du support et de reculer encore la limite inférieure de mesure au cas où le nombre des gouttes est assez petit pour qu'il n'en apparaisse qu'une ou deux à la fois dans le champ du microscope.

Cette mesure nous permet de déterminer, avec grande précision, le volume de chaque goutte. En faisant la somme de ces volumes élémentaires, on peut calculer l'épaisseur moyenne équivalente d'huile déposée

$$h = \frac{\Sigma Vi}{S}$$

Cette épaisseur est aussi la mesure du volume V déposé par unité de surface à partir duquel on peut déterminer la masse d'huile déposée par unité de surface. Dans les cas extrêmes, on peut mesurer des gouttes de $7.10^{-6}\gamma$ avec une précision de $\pm 2.10^{-6}\gamma$. Si des gouttes de cette dimension, supposées régulièrement réparties, sont espacées de cinq centièmes de millimètres, la densité minimum d'huile mesurable est de $3.10^{-1}\gamma/cm^2$ ou 3.10^{-7} gr/cm^2.

Si ce dépôt a été obtenu après 300 heures de fonctionnement, le taux de contre-diffusion minimum mesurable est de 10^{-9} gr/cm^2/heure. Les chiffres relevés couramment dans la littérature indiquent que les mesures pratiquées en-dessous de quelques 5.10^{-8} gr/cm^2/heure n'ont plus aucune signification. Les valeurs données habituellement ne comportent plus de chiffre significatif en-dessous de 10^{-7} gr/cm^2/heure.

La méthode de microvolumétrie des gouttes permet donc de reculer d'un facteur 100 les limites actuelles de mesure de la contre-diffusion.

Trois séries de mesures ont été effectuées sur notre baffle par cette méthode; ces mesures tiennent compte du backstreaming, du démarrage et de l'arrêt de la pompe; l'équipement ne nous permettant pas de les éliminer :

1° Pompe + baffle non refroidi :

Nous avons relevé un contre-courant de : 4.10^{-6} gr/cm^2/heure, ce qui, compte tenu de l'imprécision de notre première mesure se recoupe assez bien.

2° Pompe + baffle dont on a seulement refroidi la chemise extérieure à l'eau :

Nous avons mesuré, dans ces conditions, un contre-courant de $2.51.10^{-6}$ gr/cm^2/heure.

3° Pompe + baffle refroidi freon à — 30° et circulation d'eau dans la chemise :

Nous avons mesuré : $1.6.10^{-7}$ gr/cm^2/heure.

Les figures 48, 49, 50 nous montrent les microphotographies obtenues au cours de ces trois mesures. On y voit très clairement figurer sur chaque goutte les franges qui ont permis de déterminer leur volume.

Fig. 48

Microphotographie obtenue sur baffle non refroidi.
Temps d'exposition : 4 *h* 30.
Echelle : 50 µ

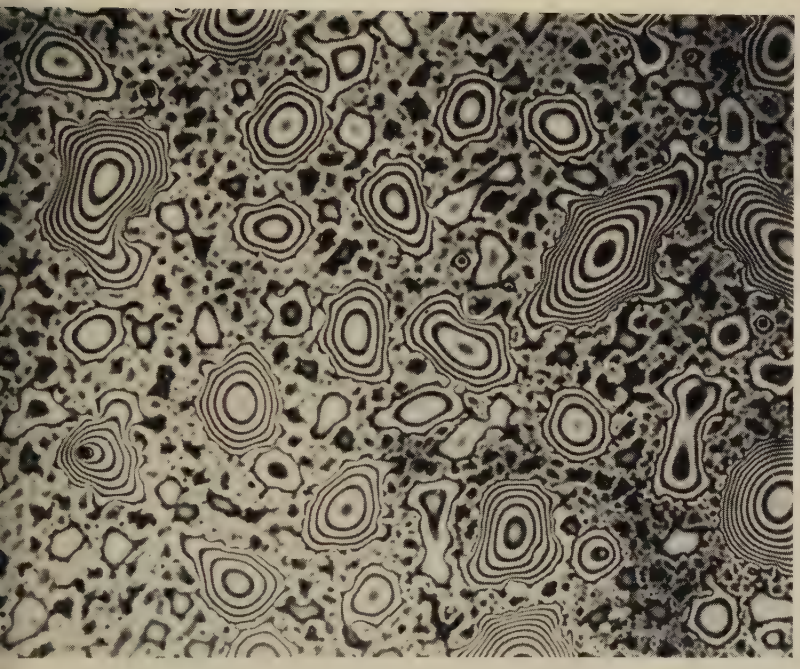


Fig. 49

Microphotographie obtenue sur baffle dont seule la chemise est refroidie à l'eau.
Temps d'exposition : 7 *h.*
Echelle : 20 µ

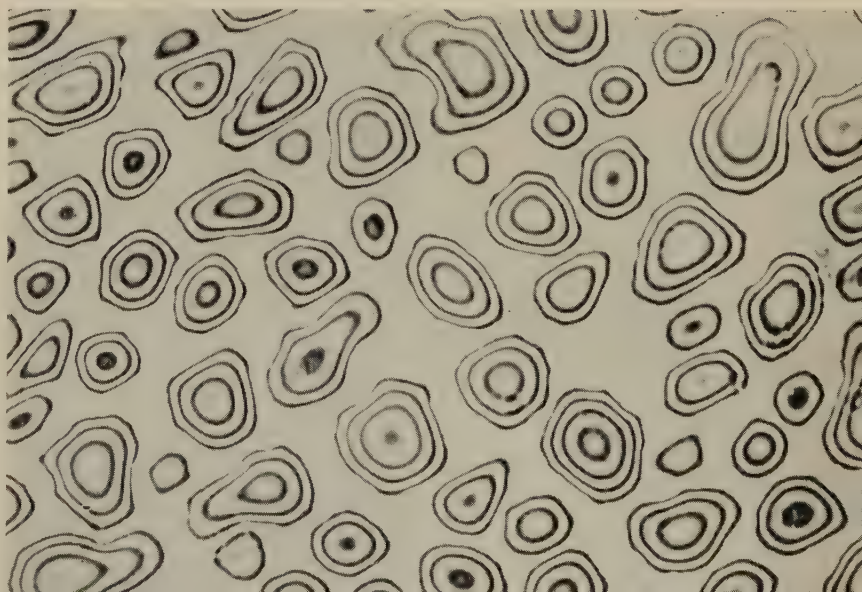


Fig. 50

Microphotographie obtenue sur une baffle refroidie eau et fréon (— 30° *C*).
Temps d'exposition : 40 h.
Echelle : 50 µ

CHAPITRE VII

Influence de la température du baffle sur les caractéristiques d'une installation de pompage

Des études faites en Amérique au sujet de l'ultra-vide, il ressort que les basses températures, appliquées à la technique du vide, sont un moyen pour améliorer les caractéristiques d'un groupe de pompage. Nous allons, dans ce chapitre, étudier le comportement d'un groupe de pompage équipé du baffle précédemment décrit en fonction de la température de cet élément.

N'ayant pas à notre disposition le liquéfacteur nous permettant d'abaisser à volonté la température de notre baffle, nous avons réalisé le montage (pl. 14) suivant le schéma de principe (fig. 51).

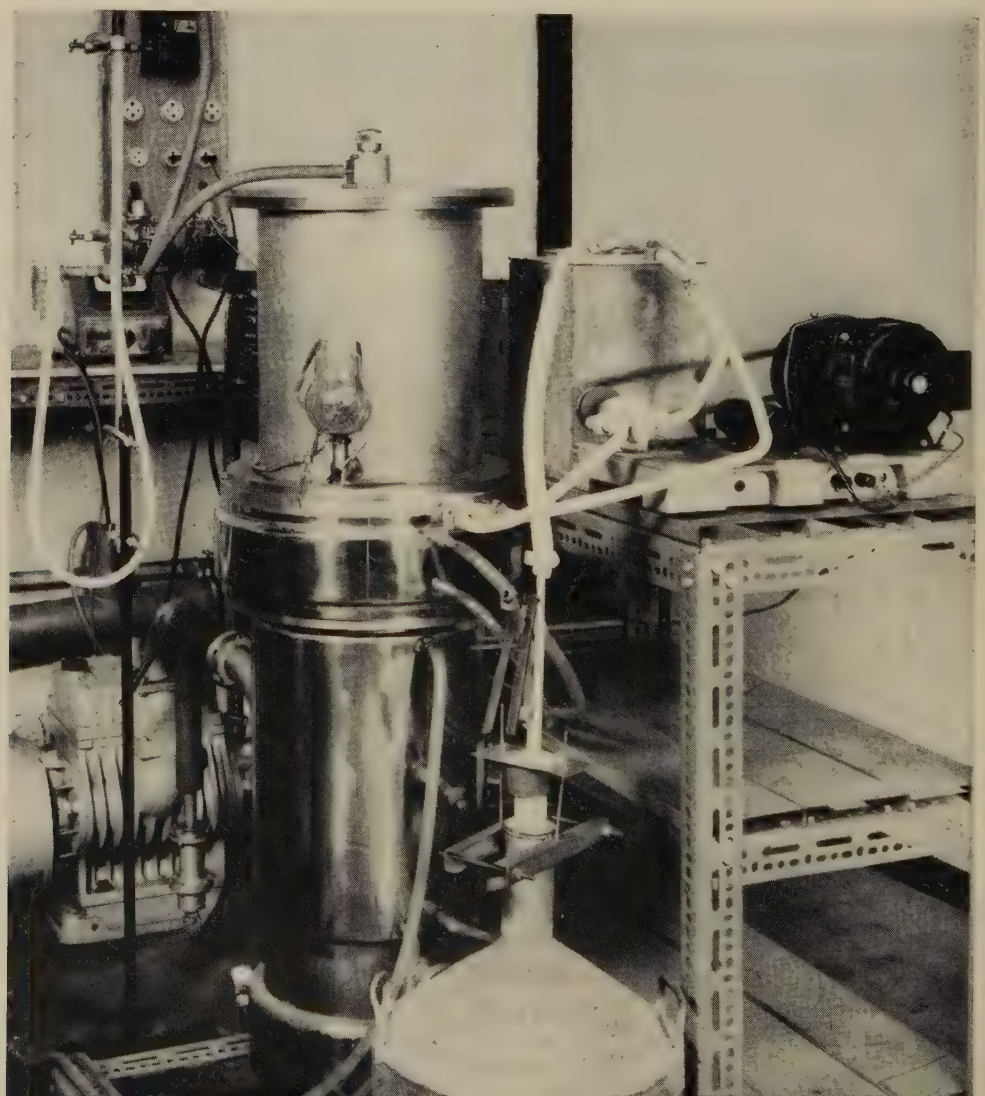


PLANCHE XIV

Le corps du baffle A est refroidi directement par l'eau de ville, tandis que le serpentin intérieur du baffle B est alimenté en alcool par une pompe de circulation C, puisant ce liquide dans un deward D où est plongé un serpentin E, lui-même alimenté en azote liquide par l'intermédiaire d'une bouteille sous pression F. Ce montage nous permet d'atteindre des températures de l'ordre de — 80° C par une ambiante de + 30° C environ. Cette valeur s'est avérée très suffisante pour les expériences que nous voulions faire. Il est possible avec ce montage, moyennant quelques précautions, de maintenir la température constante à 2 ou 3 degrés près, le temps nécessaire aux mesures. Le contrôle de la température est effectué au retour de l'alcool dans le Dewar, c'est-à-dire à la sortie du baffle. Nous mesurons, par conséquent, une température légèrement supérieure à la température interne du baffle.

INFLUENCE SUR LE VIDE LIMITE DE L'INSTALLATION.

Pour effectuer ces mesures, nous nous sommes placés dans les conditions normales d'exploitation d'un groupe de pompage, travaillant 10 heures sur 24, c'est-à-dire que le dispositif de refroidissement était arrêté tous les soirs et remis en marche le matin.

Les expériences, répétées pendant plusieurs jours, nous ont donné les résultats rassemblés dans le tableau (fig. 52). La pression a été mesurée par une jauge à ionisation C.S.F. à l'aide d'un galvanomètre ; l'étalonnage de la jauge était de 19,5 μA pour une pression de 1.10^{-4} mm Hg.

Nous avons effectué 3 séries de mesures en partant de pressions résiduelles différentes de façon à contrôler la reproductibilité du phénomène.

Figure 52

Température	Pression	Température	Pression	Température	Pression
+ 20	$2,9\ 10^{-6}$	+ 20	$4,1\ 10^{-6}$	+ 20	$5,6\ 10^{-6}$
+ 10	$2,3\ 10^{-6}$	+ 10	$3,4\ 10^{-6}$	+ 10	$4,6\ 10^{-6}$
0	$1,75\ 10^{-6}$	0	$2,7\ 10^{-6}$	0	$4,0\ 10^{-6}$
— 10	$1,3\ 10^{-6}$	— 10	$2,1\ 10^{-6}$	— 10	$3,1\ 10^{-6}$
— 20	$9,7\ 10^{-7}$	— 20	$1,64\ 10^{-6}$	— 20	$2,3\ 10^{-6}$
— 30	$7,6\ 10^{-7}$	— 30	$1,2\ 10^{-6}$	— 30	$2,0\ 10^{-6}$
— 40	$6,5\ 10^{-7}$	— 40	$1,04\ 10^{-6}$	— 40	$1,8\ 10^{-6}$
— 50	$6,2\ 10^{-7}$	— 50	$1,0\ 10^{-6}$	— 50	$1,66\ 10^{-6}$
— 60	$6,1\ 10^{-7}$	— 60	$9,98\ 10^{-6}$	— 60	$1,62\ 10^{-6}$
— 70	$6,2\ 10^{-7}$	— 70	$1,0\ 10^{-6}$	— 70	$1,6\ 10^{-6}$
— 80	$6,1\ 10^{-7}$	— 80		— 80	$1,6\ 10^{-6}$

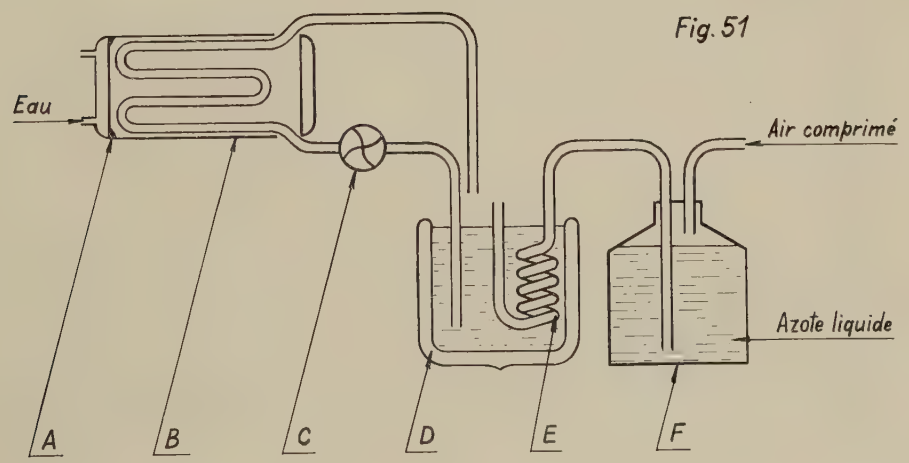
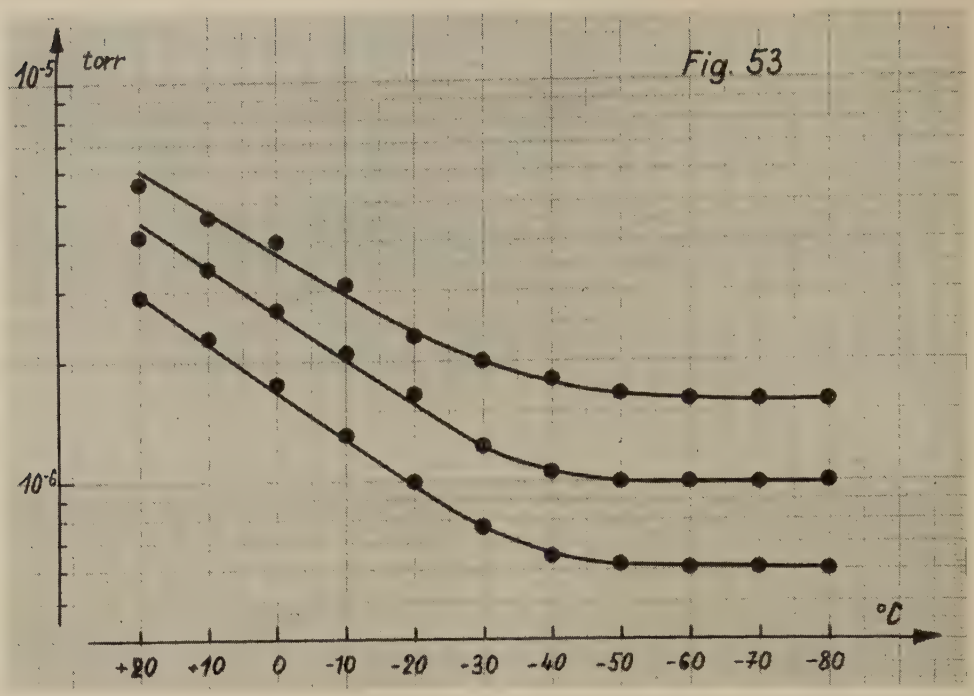


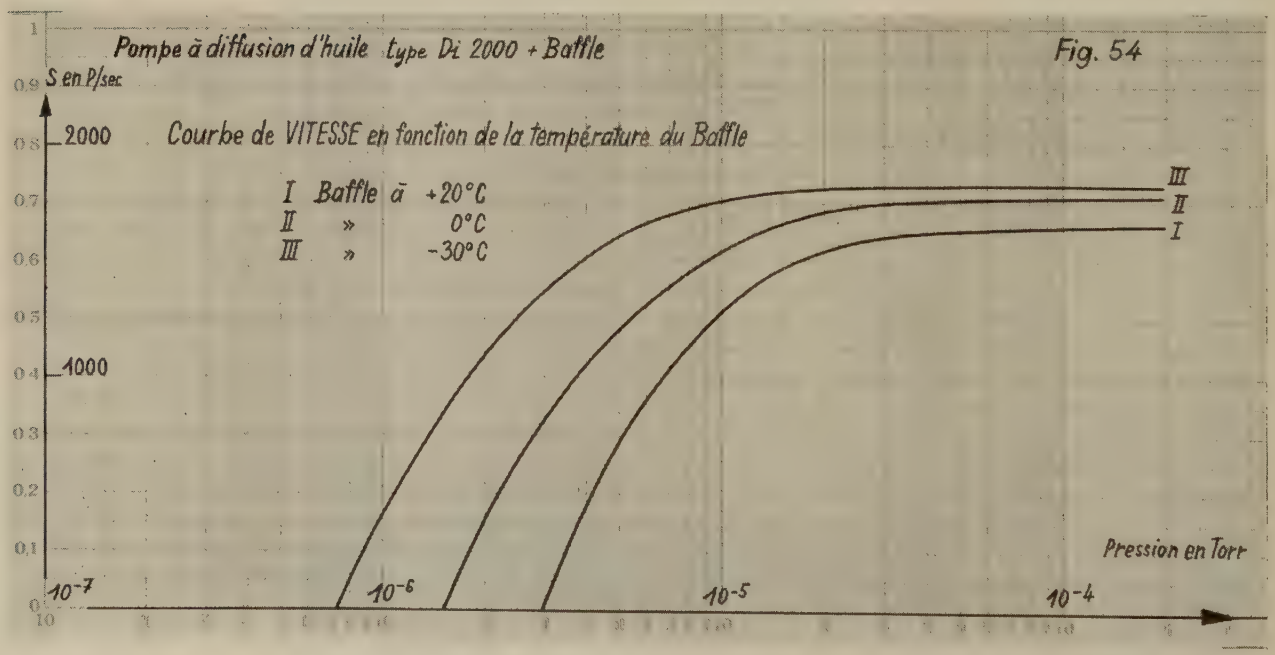
Fig. 51



Pour éviter les erreurs dues aux variations de température durant toutes ces mesures, les températures du dôme de mesure et de la jauge à ionisation ont été maintenues constantes.

Ces résultats rassemblés sur 3 courbes (fig. 53) nous montrent qu'il y a une nette amélioration du vide limite jusqu'à la température d'environ — 40° C. Au-dessous de cette valeur, les gains sont très faibles, la pente des courbes s'annulant.

L'intérêt de ce chiffre est que l'on peut couramment utiliser, pour refroidir un baffle, un groupe frigorifique du commerce. En effet, ces appareils fonctionnent très correctement aux environs de cette température. D'autre part, ils



présentent une très grande souplesse d'emploi et ne nécessitent pratiquement aucune maintenance ni surveillance ; ces deux atouts en font un auxiliaire précieux du technicien.

INFLUENCE SUR LA VITESSE DE POMPAGE.

Utilisant le même montage que précédemment, nous avons tracé quatre courbes de vitesse à différentes températures du baffle. Sur ces courbes (fig. 54), nous constatons une légère augmentation de la vitesse entre la température ambiante et 0° C ; à partir de cette température, la vitesse maximum ne change pratiquement pas. Seulement, le fait que nous améliorons le vide limite de l'installation translate la courbe vers le bon vide. On peut donc maintenir la vitesse d'un groupe de pompage vers les basses pressions en l'équipant d'un baffle refroidi. En effet, de cette façon, nous diminuons la valeur de P_o dans l'équation théorique de la vitesse de pompage.

$$S\ (th) = S\ (max)\ \left(1 - \frac{p_o}{p}\right)$$

S (th) = Vitesse théorique du groupe
S (max) = — maximum —
p_o = Pression limite
p = — considérée

Pour les mêmes raisons que précédemment, toutes les mesures ont été effectuées en maintenant constante la température du dôme et de la jauge.

CHAPITRE VIII

Adaptation du groupe frigorifique

Introduction. — Le précédent chapitre nous ayant permis de déterminer avec précision les conditions de températures auxquelles un baffle doit satisfaire, ces conditions d'autre part pouvant être remplies par un groupe frigorifique classique, il ne nous reste plus qu'à déterminer les caractéristiques de ce groupe.

Un groupe frigorifique est généralement défini par le nombre de frigories-heures qu'il peut délivrer à une certaine température, compte tenu de la température ambiante. Dans notre application, nous adopterons une ambiante de + 25 ° C et nous demanderons à notre groupe de descendre la température du baffle à — 35° C de façon à nous placer dans de bonnes conditions, sans toutefois atteindre la limite des possibilités du groupe frigorifique. Il reste maintenant à déterminer le nombre de frigories nécessaires à notre baffle. Ce chiffre est la somme de deux grandeurs mesurables.

1° Le nombre de frigories perdues par rayonnement et par échange thermique avec les mollécules gazeuses au sein de notre baffle ;

2° Le nombre de frigories à fournir pour évacuer les calories apportées par le backstreaming de notre pompe.

Cette somme sera multiplié par un coefficient d'adaptation déterminé expérimentalement ; ce coefficient tiendra compte du rendement et des pertes propres à l'installation du groupe frigorifique sur un bâti de pompage.

DETERMINATION DES FRIGORIES PERDUES PAR LE BAFFLE.

Pour déterminer ce chiffre, nous avons procédé de la façon suivante.

Après avoir placé deux thermocouples dans notre circuit réfrigérant, un à l'entrée, l'autre à la sortie de notre baffle, nous avons établi, le baffle étant sous vide primaire, la circulation du fluide réfrigérant. Après avoir obtenu l'équilibre thermique de notre installation, nous avons maintenu constante la température de notre fluide. A ce moment, il nous suffisait de mesurer la différence de température entre l'entrée et la sortie du baffle, soit : $t_1 - t_2$ ainsi que le débit du fluide. Ces résultats portés dans l'équation générale

$$\varphi = m\ C\ (t_1 - t_2)$$

ou φ est en frigories
m en grammes par secondes
C coefficient thermique de notre fluide
nous donneront le nombre de frigories recherchées.

Dans notre cas, nous avons opéré avec un débit de 220 litres par heure d'alcool, ayant un coefficient thermique, C = 0,5 et une densité de 0,8. Nous avons, d'autre part, enregistré une différence de température $t_1 - t_2 = 0{,}8°$ C. Ce qui nous donne :

$$\varphi = (220 \times 0{,}8) \times 0{,}5 \times 0{,}8$$
$$\varphi = 176 \times 0{,}4$$
$$\varphi = 70{,}4 \text{ frigories/heures}$$

FRIGORIES A FOURNIR POUR COMPENSER LE BACKSTREAMING.

Ce chiffre étant faible, il nous fut impossible de le déterminer avec la méthode précédemment décrite, l'appareillage introduisant un pourcentage d'erreurs trop important. Nous avons utilisé une méthode légèrement différente, tout en étant basée sur le même principe. En effet, nous avons utilisé directement l'élévation de température apportée par le backstreaming sur le baffle. Sur la courbe (fig. 45), nous constatons une remontée de température de deux degrés C en 20 minutes, notre baffle comportant 2,5 kg d'acier inoxydable, nous pouvons appliquer la formule :

$$\varphi = M\ C\ (t_1 - t^2).$$

Le coefficient thermique de l'acier inoxydable étant de 0,12, nous obtenons :

$$\varphi = 2{,}5 \times 0{,}12 \times 2$$

$\varphi = 0{,}6$ en 20 mm soit 1,8 calories/heure.

Ce qui, avec le chiffre précédent, nous donne un total de 72,2 grandes frigories/heure.

DETERMINATION DU COEFFICIENT D'ADAPTATION.

Pour déterminer ce coefficient, nous utiliserons tout simplement les données des constructeurs de groupes frigorifiques.

Il est recommandé, pour obtenir un long service de ces appareils, de les prévoir surabondants de façon à ne les faire fonctionner que 30 % du temps d'utilisation ; ce chiffre est généralement appliqué sur les armoires frigorifiques classiques, aussi nous l'adopterons pour nos besoins, c'est-à-dire que pour le baffle considéré, devant équiper une pompe de 2 500 litres de vitesse initiale, nous utiliserons un groupe frigorifique pouvant délivrer.

$72{,}2 \times 3{,}3 = 238{,}26$ frigories/heure.

L'expérience nous a montré que ce coefficient s'avérait très suffisant. Le groupe fonctionne de 35 à 40 % du temps d'utilisation, ce qui est encore très correct ; cette légère différence provient du fait qu'il est beaucoup plus difficile de calorifuger un groupe frigorifique sur un bâti de pompage que dans une armoire.

Conclusion

Ce travail constitue une étude assez complète sur les baffles utilisant le principe des surfaces-écran.

Les résultats que nous avons obtenus montrent qu'un progrès très net vient d'être réalisé. En effet, un baffle classique de ce type produit généralement une perte de vitesse allant de 40 à 50 % avec un contre-courant très voisin de 1.10^{-5} gr/cm²/heure, alors que la présente étude nous permet de réaliser maintenant des baffles ne dépassant pas 32 % de perte de vitesse avec un contre-courant inférieur 5.10^{-7} gr/cm²/heure.

Néanmoins, bien d'autres baffles peuvent être imaginés ; par exemple, le baffle électrostatique. Ce principe, couramment utilisé pour condenser la poussière des cheminées, trouvera peut-être une application très avantageuse en technique du vide. Toutefois, de sérieux problèmes restent à résoudre pour obtenir ce résultat. En effet, faudrait-il savoir ioniser la totalité des molécules du contre-courant sans modifier les caractéristiques du fluide moteur ; sinon, on peut penser qu'un important cracking du fluide se manifestera. Les produits de cette décomposition pouvant avoir une tension de vapeur plus élevée que le fluide moteur lui-même augmenteront considérablement le vide limite des pompes, ce qui va à l'encontre de la tendance actuelle en ce domaine.

Souhaitons que les performances obtenues sur les baffles à surfaces-écran trouvent un accueil favorable auprès des techniciens, pour lesquels, chaque jour, la technique du vide impose des exigences plus sévères.

Bibliographie

a) *J. AMOIGNON - G. MONGODIN - F. PREVOT.*
Remarques sur la façon de mesurer les vitesses de pompage en vide moléculaire - Le Vide N° 66 - Nov. déc. 1956.

b) *J. AMOIGNON.*
Les débimètres et leur utilisation.
Premier Congrès International du Vide Namur 10-13 *juin* 1958 - *Le Vide N°* 78 - Nov. 1958 - Pages 277-280.

c) *GUTHRIE and WAKERLING.*
Vaccum equipement and technologie - Page 36.

d) *GUTHRIE and WAKERLING.*
Vaccum equipement and technologie - Page 20.

e) *GUTHRIE and WAKERLING.*
Vaccum equipement and technologie - Page 22.

f) *GUTHRIE and WAKERLING.*
Vaccum equipement and technologie - Page 38.

g) *VON J. RUFF - W. STURMER et O. WINKLER.*
Etude du contre-courant dans les pompes à diffusion d'huile.

h) *J. PIERRE.*
Les pièges à fluide en technique du vide - Le Vide N° 88 - pages 313 *à* 323 - *Juillet-août* 1960.

i) *B.D. POWER et D.J. CRAWLEY.*
Source mesure et contrôle du backstreaming dans les pompes à diffusion d'huile. Vaccum N° 4, Volume IV - pages 415 *à* 437 - *Octobre* 1954.

Remerciements

J'exprime mes remerciements au Laboratoire des Basses Pressions qui m'a consenti les moyens matériels nécessaires à ce travail.

Je remercie M. le Professeur MORRAND qui, non seulement, m'a autorisé à présenter ce mémoire comme thèse de Doctorat, mais, a bien volu suivre mes travaux avec beaucoup de bienvaillance.

J'insiste sur les encouragements qui m'ont été prodigués par M. CHAMPEIX tout au long de ce travail ; qu'il trouve ici l'expression de toute ma reconnaissance.

M. MONGODIN m'a autorisé à distraire une part importante de mon travail habituel pour mener à bien cette étude.

M. AMOIGNON, auteur de nombreux travaux sur la technique du vide, m'a permis à l'occasion d'intéressantes discussions de préciser mes idées et d'utiliser les résultats de ses travaux.

Je leur exprime mes remerciements sincères.

Le bureau d'Etudes et tout particuliièrement MM. CAILLER et LAMBERT ont bien voulu exécuter, en un temps record, les plans et dessins nécessaires à la réalisation des montages expérimentaux et des prototypes. Je les en remercie sincèrement après tant d'autres.

MM. BRUNET, DETERCK, GUILLERY, PORCHER ont participé aux nombreuses manipulations que cette étude a nécessitées, me permettant ainsi de gagner un temps précieux. Je leur exprime ma profonde gratitude pour leur concours inappréciable.

Bien que ne pouvant citer aucun nom, je suis redevable à tous les membres du Laboratoire des Basses Pressions pour le concours efficace qu'ils m'ont apporté à tout instant et leur collaboration à la fois intelligente et active.

Enfin, je sais gré à Mme J. MOREAU pour le soin et la bonne grâce avec lesquelles elle a assuré la rédaction et la mise en pages de cette thèse.

SOMMAIRE

INTRODUCTION

CHAPITRE I. — *CONSIDERATIONS SUR LES BAFFLES*

I - 1 - Généralités page 6
I - 2 - Qualités d'un baffle page 7

CHAPITRE II. — *DESCRIPTION DE L'INSTALLATION EXPERIMENTALE*

II - 1 - Le groupe de pompage page 9
II - 2 - La chambre expérimentale page 10
II - 3 - Le dôme de mesures et ses accessoires page 10

CHAPITRE III. — *PREPARATION DU MONTAGE EXPERIMENTAL*

III - 1 - Mesures préliminaires page 13
III - 2 - Etude élémentaire sur les baffles page 13
III - 3 - Préparation de la chambre expérimentale page 17

CHAPITRE IV. — *ETUDE DE QUELQUES CANALISATIONS ELEMENTAIRES*

IV - 1 - Choix de la géométrie interne du baffle page 19
IV - 2 - Etude des canalisations coudées page 20
IV - 3 - Avant-projet d'un baffle page 25

CHAPITRE V. — *LE CONTRE-COURANT DE VAPEURS OU BACKSTREAMING*

V - 1 - Considérations générales sur le contre-courant page 27
V - 2 - Etude de points particuliers page 27

CHAPITRE VI. — *REALISATION D'UN BAFFLE : CARACTERISTIQUES*

VI - 1 - Description du baffle page 32
VI - 2 - Etude de la dispersion de température sur les chicanes du baffle page 32
VI - 3 - Mesure des caractéristiques page 36

CHAPITRE VII. — *INFLUENCE DE LA TEMPERATURE DU BAFFLE SUR LES CARACTERISTIQUES D'UNE INSTALLATION DE POMPAGE*

VII - 1 - Description du montage expérimental page 40
VII - 2 - Influence sur le vide limite de l'installation page 41
VII - 3 - Influence sur la vitesse de pompage page 43

CHAPITRE VIII. — *ADAPTATION DU GROUPE FRIGORIFIQUE*

Introduction page 44
VIII - 1 - Détermination des frigories perdues par le baffle page 44
VIII - 2 - Frigories à fournir pour compenser le backstreaming page 45
VIII - 3 - Détermination du coefficient de sécurité page 45

CONCLUSION page 46

REMERCIEMENTS page 47